

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

CLAUDIA BASTCHEN

**APLICANDO O MODELO DE TURBULÊNCIA SST $k - \omega$ PARA
PREDIZER O ESCOAMENTO DE AR EM UM AVIÁRIO**

CURITIBA

Dezembro – 2015

AGRADECIMENTOS

À professora Viviana Cocco Mariani pela oportunidade e orientação.

Aos professores com quem cursei disciplinas na graduação e mestrado pela contribuição com minha formação.

Aos funcionários da PUCPR pela eficiência.

Aos meus colegas de mestrado pelo companheirismo.

Aos amigos e em especial meu marido pela dedicação e apoio em todos os momentos difíceis.

A meus pais, minha família e Deus sem os quais não chegaria aonde cheguei e não abriria portas para minhas futuras conquistas

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM, pela oportunidade de realização de trabalhos em minha área de pesquisa.

Aos colegas do PPGEM pelo seu auxílio nas tarefas desenvolvidas durante o curso e apoio na revisão deste trabalho.

RESUMO

A demanda mundial em produzir frangos de corte com custo e tempo reduzido é crescente e para isso a partir da década de sessenta iniciou-se a modificação nas rações desses animais e uma necessidade de mantê-los em um local fechado com uma quantidade maior de frangos em um área reduzida. Assim, houve uma preocupação maior com o conforto térmico das aves, pois quando há uma distribuição não adequada do escoamento de ar no interior do aviário pode-se reduzir a produção ocasionando altas taxas de mortalidade, causadas pelo calor excessivo e emissão de gases tóxicos (NH_3 e CO_2), o que é enfatizado pela baixa velocidade do ar no ambiente. Logo, um dos objetivos deste trabalho é investigar numericamente o comportamento térmico e fluido dinâmico do escoamento de ar turbulento no interior de um aviário localizado em Valência (Espanha), o qual foi estudado experimentalmente e numericamente por BLANES-VIDAL *et al.* (2008). A influência da prescrição de fluxo de calor no piso do aviário obtendo a respectiva velocidade de entrada no aviário foi investigada para três fases de vida da ave, desta forma tentando contribuir com a literatura da área. Então, o presente trabalho estuda o escoamento turbulento incompressível e não isotérmico no interior de um aviário utilizando o programa comercial ANSYS CFX® versão 14.5. O modelo de turbulência empregado foi o SST $k-\omega$ e os resultados obtidos neste trabalho foram validados com dados experimentais de BLANES-VIDAL *et al.* (2008) e verificados com os modelos de turbulência $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ e $k-\omega$. Analisando os resultados notou-se que o modelo SST $k-\omega$, de forma geral, foi o que melhor prediz o comportamento fluidodinâmico e térmico do escoamento validando 75% dos dados experimentais. Em seguida analisou-se a influência da prescrição do fluxo de calor no piso para três fases de vida da ave (pintos, frangos de ½ idade e frangos prontos para o abate), e concluiu-se que para cada etapa de vida há a necessidade de ter diferentes níveis de velocidade do ar no interior do aviário proporcionando assim um ambiente confortável, e consequentemente reduzindo a perda de produção.

Palavras-chave: Turbulência, Dinâmica dos Fluidos Computacional, Aviário, Frangos.

ABSTRACT

Global demand for producing broilers with cost and reduced time is growing and this from the sixties began to change in the rations of these animals and a need to keep them in an enclosure with a larger number of poultrys in a small area. Thus, there has been greater concern for the thermal comfort of the birds, because when there is no adequate distribution of the air flow inside the poultryhouse can reduce the production causing high mortality rates caused by excessive heat and toxic gas emission (NH_3 and CO_2), which is emphasized by the low velocity of air in the environment. So, one of the goals of this work is numerically investigate the thermal behavior and dynamic fluid flow of turbulent air inside an aviary located in Valencia (Spain), which has been studied experimentally and numerically-BLANES VIDAL et al. (2008). The influence of heat flow prescription at the poultry floor getting their speed to poultryhouse was investigated for three phases of life of the bird, thus trying to contribute to the literature. Then, this paper studies the incompressible and non-isothermal turbulent flow inside an aviary using commercial software ANSYS CFX® version 14.5. The used turbulence model was the SST $k-\omega$ and the results obtained in this study were validated with experimental data-BLANES VIDAL et al. (2008) and verified with the turbulence models $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ and $k-\omega$. Analyzing the results it was noted that the SST $k-\omega$ model, in general, was the one that best predicted the fluid dynamic and thermal behavior of the flow validating 75% of the experimental data. Then it was analyzed the influence of heat flux limitation in the floor for three phases of life of the bird (chicks, $\frac{1}{2}$ age broiler and poultry ready for slaughter), and it was found that for each stage of life there is a need to have different speed levels inside the aviary providing a comfortable environment, and consequently reducing the loss of production.

Key-words: Turbulence, Computational Fluid Dynamics, Poultryhouse, Poultry.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Representação esquemática do aviário de Valência. Fonte: Lopes, 2015.....	16
Figura 2 – Sistema de ventilação por pressão negativa. O ventilador aspira o ar do interior do aviário, criando um vácuo parcial. Fonte: Abreu <i>et al.</i> , 2000.	20
Figura 3- Sistema de ventilação mecânica por exaustão. Fonte: Abreu <i>et al.</i> , 2000.....	20
Figura 4 – Zona de teste, dimensões em metros. Fonte: Blanes-Vidal <i>et al.</i> , 2008.	22
Figura 5 – Diagrama do modelo da instalação simulado. Fonte: Saraz, 2010.	25
Figura 6 – Representação dos casos estudados. Fonte: Mostafa <i>et al.</i> , 2012.....	26
Figura 7 – Domínio Computacional (a). Malha numérica e distribuição de temperatura no frango de corte (b). Fonte: Rocha <i>et al.</i> , 2014.....	26
Figura 8 – Distribuição de ar após 3 minutos de ventilação ligados. (a). Distribuição de amônia após 3 minutos de ventilação ligado. (b). Fonte: Mostafa <i>et al.</i> , 2012.....	27
Figura 9 - Malha utilizada por Blanes-Vidal <i>et al.</i> (2008) para a simulação.	28
Figura 10 – Velocidade [ms^{-1}] do ar nos pontos específicos. Fonte: Blanes-Vidal <i>et al.</i> , 2008.	29
Figura 11: Representação esquemática da decomposição de Reynolds.....	36
Figura 12: Escoamento próximo a uma superfície sólida. (Fonte: ANSYS CFX 14.5, 2014). 45	
Figura 13 – Definição do volume de controle. Fonte: Ansys® CFX, 2012.....	50
Figura 14 – Domínio computacional. Fonte: Lopes, 2015.....	51
Figura 15 – Vista interna da malha grosseira para o aviário de BLANES-VIDAL <i>et al.</i> (2008), modelo SST $k - \omega$, nos seguintes planos: (a) $x=7$ m, (b) $y=1,18$ m e $z=7,5$ m.	56
Figura 16 – Vista interna da malha intermediária para o aviário de BLANES-VIDAL <i>et al.</i> (2008), modelo SST $k - \omega$, nos seguintes planos: (a) $x=7$ m, (b) $y=1,18$ m e $z=7,5$ m 57	
Figura 17 – Vista interna da malha refinada para o aviário de BLANES-VIDAL <i>et al.</i> (2008), modelo SST $k - \omega$, nos seguintes planos: (a) $x=7$ m, (b) $y=1,18$ m e $z=7,5$ m.	58
Figura 18 – Vista do refino das malhas próximo as paredes para o aviário de BLANES-VIDAL <i>et al.</i> (2008), modelo SST $k - \omega$. (a) Malha Grosseira, (b) Malha Intermediária e (c) Malha Refinada.....	59
Figura 19 – Qualidade (<i>Quality</i>) em % da Malha Grosseira.	60
Figura 20 – Qualidade (<i>Quality</i>) em % da Malha Grosseira.	60
Figura 21 – Qualidade (<i>Quality</i>) em % da Malha Refinada.	61
Figura 22 – Campos de $y+$ para as malhas: (a) Grosseira, (b) Intermediária e (c) Refinada. ...	62

Figura 23 – Janela de entrada de ar e esquema representativo de abertura (17,2 cm) utilizado para os testes experimentais. Fonte: Blanes-Vidal <i>et al.</i> (2008).	63
Figura 24- Pontos de medição e local dos testes na entrada e na saída (pontos A, B, C e D) e localização da distribuição dos pontos de medições experimentais (localizados de 1 a 9) com sensores em três alturas: 0,2, 0,6 e 2 metros (dimensões em metros). Fonte: Blanes-Vidal <i>et al.</i> (2008).	64
Figura 25 - Perfis de velocidade: verificação das malhas para o modelo turbulento SST $k - \omega$ nas posições: $y=0,2m$ (a), $y=0,6m$ (b) e $y=2,0m$ (c).	66
Figura 26 – Comparativo dos modelos turbulentos para validação nas posições: $y=0,2 m$ (a), $y=0,6 m$ (b) e $y=2,0 m$ (c). Fonte: Lopes, 2015.	69
Figura 27 – Linhas de coletas de dados. Fonte: Autor, 2015.	72
Figura 28 - Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=1,5m$ e $x=7,0m$	72
Figura 29 – Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=1,5m$ e $x=13,0m$	73
Figura 30 – Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=13,5m$ e $x=7,0m$	73
Figura 31 – Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=13,5m$ e $x=10,0m$	74
Figura 32 - Linhas de corrente em diferentes planos no interior do aviário.	75
Figura 33 – Isotermas em diferentes planos no interior do aviário.	76
Figura 34 – Isotermas com prescrição de fluxo de calor no piso para pintos (velocidade 4 ms^{-1}).	79
Figura 35 – Isotermas com prescrição de fluxo de calor no piso para frangos de $\frac{1}{2}$ idade (velocidade $6,5 \text{ ms}^{-1}$).	80
Figura 36 – Isotermas com prescrição de fluxo de calor no piso para frangos na idade do abate (velocidade 10 ms^{-1}).	81
Figura 37 – Linhas de corrente para os pintos.	82
Figura 38 – Velocidade do ar em $y=0,08 m$ (velocidade 4 ms^{-1}).	83
Figura 39 – Linhas de corrente para frango de $\frac{1}{2}$ idade.	83
Figura 40 – Velocidade do ar em $y=0,15 m$ (velocidade $6,5 \text{ ms}^{-1}$).	84
Figura 41 – Linhas de corrente para os frangos adultos.	84
Figura 42 – Velocidade do ar em $y=0,25 m$ (velocidade 10 ms^{-1}).	85
Figura 43 – Campos vetoriais de velocidade para os pintos (velocidade 4 ms^{-1}).	86
Figura 44 – Campos vetoriais de velocidade para os frangos $\frac{1}{2}$ idade (velocidade $6,5 \text{ ms}^{-1}$). ..	86
Figura 45 – Campos vetoriais de velocidade para os frangos na fase adulta (velocidade 10 ms^{-1}).	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores ideais de temperatura ambiente e de umidade do ar em função da idade das aves. Fonte: (COBB, 2008).	15
Tabela 2 – Correlação da idade do frango, com a temperatura ambiente e a velocidade próxima ao frango. Fonte: Ceratto, 2014.....	19
Tabela 3 – Coeficiente determinado por mínimos quadrados. Fonte: Xin <i>et al</i> , 2001.....	23
Tabela 4 – Exemplos de modelos turbulentos para RANS. Fonte: Versteeg e Malalasekera, 2007.	37
Tabela 5 – Valores do $y +$ para faixas da camada limite. Fonte: Fox e McDonald, 1998.....	46
Tabela 6 – Valores da função parede recomendados para os modelos de turbulência. Fonte: Ansys® CFX, 2012.	47
Tabela 7– Condições de contorno obtidas experimentalmente por Blanes-Vidal <i>et al.</i> (2008).	53
Tabela 8 – Prescrição de fluxo de calor conforme o tempo de vida do frango. Fonte: Xin <i>et al.</i> , 2001.	53
Tabela 9 – Parâmetros para o modelamento das malhas utilizadas para o trabalho.....	55
Tabela 10 – Características numéricas do problema simulado.....	59
Tabela 11 – Erro absoluto (ms^{-1}) em $y=0,2$ m, $y=0,6$ m e $y = 2,0$ m, malha grosseira.....	67
Tabela 12 – Erro absoluto (ms^{-1}) em $y = 0,2$ m, $y = 0,6$ m e $y = 2,0$ m, malha intermediária. .	68
Tabela 13 – Erro absoluto (ms^{-1}) em $y = 0,2$ m, $y = 0,6$ m e $y = 2,0$ m, malha refinada.	68
Tabela 14 – Cálculo do funcional S (m^2s^{-2}) para as diferentes malhas.....	69
Tabela 15 – Cálculo do funcional S (m^2s^{-2}) para os modelos turbulentos. Fonte: Lopes, 2015.	71
Tabela 16 – Velocidade de entrada para três fases de vida do frango.....	78

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABPA	Associação Brasileira de Proteína Animal
AS	<i>Sparlat-Allmaras</i>
BSL	<i>Baseline</i>
DEFRA	<i>Department for Environment, Food and Rural Affairs</i>
DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
EA	Erro Absoluto
EVM	<i>Eddy Viscosity Models</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MG	Minas Gerais
MVF	Método dos Volumes Finitos
MVFbEF	Método dos Volumes Finitos baseado em Elementos Finitos
PPGEM	Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
RSM	<i>Reynolds Stress Models</i>
SST	<i>Shear-Stress Transport</i>
UBABEF	União Brasileira de Avicultura

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	$[m^2]$
D	Diâmetro	$[m]$
d_v	Tempo de vida do frango	$[\text{dias}]$
E	Emissão de amônia	$[\text{ppm}]$
F_i	Força de campo na direção i	$[N]$
F_1	Função de mistura do modelo $k - \omega$ SST	$[-]$
H	Altura	$[m]$
I_r	Intensidade de radiação solar no exterior	$[W/m^2]$
k	Energia cinética turbulenta	$[m^2.s^{-2}]$
l	Comprimento característico	$[m]$
l_m	Comprimento turbulento	$[m]$
l_{max}	Comprimento da maior aresta do elemento	$[m]$
LOT	Tempo de luz desligado	$[\%]$
LT	Quantidade de luz no ambiente	$[-]$
m_f	Massa do frango	$[kg]$
N_i	Função de forma no nó i	$[-]$
N_f	Número de elementos das malhas finas	$[-]$
N_g	Número de elementos das malhas grosseiras	$[-]$
P	Pressão termodinâmica	$[Pa]$
P_r	Pressão relativa	$[Pa]$
r_c	Raio da esfera circunscrita	$[m]$
RA	Razão de aspecto	$[-]$
q_f	Carga térmica total de um frango	$[W]$
q_{rf}	Razão de refino	$[-]$
q_{total}	Fluxo de calor no piso do aviário	$[W/m^2]$
\dot{q}_i	Taxa de prescrição de fluxo de calor	$[W]$
Q	Vazão volumétrica	$[m^3.s^{-1}]$
Q_T	Taxa de calor	$[W]$
t	Tempo	$[s]$
T	Temperatura termodinâmica do fluido	$[^\circ C]$
T_{db}	Temperatura média do ambiente	$[^\circ C]$

T_f	Temperatura média do frango	[°C]
THP	Produção específica total de calor	[W/kg]
u	Velocidade na direção x	[m.s ⁻¹]
\bar{u}_i	Média temporal da velocidade ($i=1,2,3$)	[m.s ⁻¹]
U_i	Velocidade na direção i	[m.s ⁻¹]
U_j	Velocidade na direção j	[m.s ⁻¹]
u^+	Grupo adimensional escala de velocidade	[-]
u_τ	Velocidade de atrito	[m.s ⁻¹]
v	Velocidade na direção y	[m.s ⁻¹]
Ψ	Volume	[m ³]
V	Velocidade normal a superfície ou módulo do vetor velocidade	[m.s ⁻¹]
V_0	Velocidade na entrada do domínio	[m.s ⁻¹]
w	Velocidade na direção z	[m.s ⁻¹]
W	Largura	[m]
y	Distância do primeiro nó a parede	[m]
y^+	Grupo adimensional de escala de comprimento	[-]
z, y, x	Coordenadas espaciais cartesianas	[m]

Letras Gregas

α	Ângulo de inclinação	[rad]
α_1	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
β^*	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
$\beta_{i,2}$	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
δ_{ij}	Delta de Kronecker	[-]
ΔP	Perda de pressão	[Pa]
ΔT_0	Diferença de temperatura entre a entrada e saída do domínio	[°C]
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	[m ² .s ⁻³]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pas]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[kg/m.s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² .s ⁻¹]
ρ	Massa específica	[kg.m ⁻³]

σ_ρ	Número turbulência de Schimidt	[-]
σ_k	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
$\sigma_{k,1}$	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
$\sigma_{k,2}$	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
$\sigma_{\omega,1}$	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
$\sigma_{\omega,2}$	Constante do modelo $k - \omega$ SST	[-]
τ_p	Tensão cisalhante na parede	[Pa]
Φ	Propriedade qualquer	[-]
$\bar{\Phi}$	Média da propriedade qualquer	[-]
Φ'	Flutuação da propriedade qualquer	[-]
ω	Frequência turbulenta	[Hz]

Subíndices

0	Entrada
i, j	Coordenadas genéricas indicando a posição na malha
ip	Ponto de integração
max	Valor máximo
min	Valor mínimo
t	Turbulento
up	<i>Upwind</i> (a montante)
VC	Volume de controle
SC	Superfície de controle

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO	14
1.1 OBJETIVOS.....	15
1.2 JUSTIFICATIVA.....	16
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	16
CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1 INTRODUÇÃO.....	18
2.2 TRABALHOS EXPERIMENTAIS	18
2.3 TRABALHOS NUMÉRICOS	23
CAPÍTULO 3. MODELAGEM DO ESCOAMENTO TURBULENTO	31
3.1 INTRODUÇÃO.....	31
3.2 EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES.....	31
3.3 MODELOS DE TURBULÊNCIA	33
3.3.1 DNS –<i>Direct Numerical Simulation</i>	33
3.3.2 LES –<i>Large Eddy Simulation</i>	34
3.3.3 Equações Médias de Reynolds (<i>Reynolds Avaraged Navier-Stokes</i>).....	35
3.4 MODELOS DE TURBULÊNCIA DO TIPO RANS.....	35
3.5 MODELOS DE TURBULÊNCIA BASEADO NA VISCOSIDADE TURBULENTO	
38	
3.5.1 Modelo a Zero Equação	39
3.5.2 Modelo $k - \epsilon$ padrão.....	40
3.5.3 Modelo $k - \omega$.....	41
3.5.4 Modelo Shear Stress Transport(<i>SST</i>)	43
3.6 MODELAGEM DO ESCOAMENTO PRÓXIMO A PAREDE.....	45
CAPÍTULO 4. METODOLOGIA NUMÉRICA	49
4.1 INTRODUÇÃO.....	49
4.2 MODELO FÍSICO	50
4.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	51
CAPÍTULO 5. VALIDAÇÃO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA	54
5.1 INTRODUÇÃO.....	54
5.2 ESTUDO DE MALHAS	54
5.3 ANALOGIA ENTRE A VELOCIDADE DO AR EXPERIMENTAL E SIMULADO	

5.4	PERFIS DE VELOCIDADE.....	71
5.5	LINHAS DE CORRENTE.....	74
5.6	ISOTERMAS	75
CAPÍTULO 6. PRESCRIÇÃO DE FLUXO DE CALOR NO PISO.....		77
6.1	INTRODUÇÃO.....	77
6.2	ISOTERMAS	78
6.3	LINHAS DE CORRENTE E CAMPOS VETORIAIS DE VELOCIDADE.....	82
CAPÍTULO 7. CONCLUSÃO		88
CAPÍTULO 8. PROPOSTAS PARA ESTUDOS FUTUROS.....		90
REFERÊNCIAS		91

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

Cada vez mais se fala em conforto térmico em ambientes principalmente habitados por pessoas ou animais. Sabe-se que hoje a maioria dos escritórios/ambientes de trabalhos possuem sistemas de refrigeração e há muitos estudos sobre o conforto térmico desses locais.

O indicativo do conforto térmico é dado através da dificuldade ou facilidade para efetivar as trocas térmicas, o que acarreta em conhecer os valores limite da velocidade, da temperatura e da umidade relativa do ar. A troca térmica no ambiente também está relacionada à saúde do indivíduo, pois em um ambiente fechado existem muitas impurezas no ar (emissão de gases e germes, poeira, entre outros) (TINÔCO, 2001).

Atualmente busca-se encontrar conforto térmico para animais (frangos de corte, poedeiras, suínos) mantidos em ambientes fechados, isto é importante para manter o bem-estar, a produtividade e a saúde dos mesmos. O investimento na alimentação para ter animais saudáveis e com ótima produtividade é cada vez maior, porém há a necessidade de mantê-los em um ambiente fechado e com o conforto térmico adequado para que seja reduzido o stress, aumentando sua produtividade, e também para que não respirem gases tóxicos liberados por suas fezes, prejudicando sua saúde e muitas vezes levando-os a morte.

O Brasil é um dos maiores produtores mundiais de carne de frango, e esse índice cresce a cada ano. No primeiro semestre de 2014 a exportação da avicultura brasileira cresceu 1,1% em relação ao mesmo período de 2013 (ABPA, 2014), isto é, a exportação de 1,314 milhão de tonelada.

O regime de confinamento pode causar estresse intenso (JONES & MILLS, 1999), uma das consequências são os sérios problemas de saúde e bem estar dos animais (HALL, 2001). Segundo FURTADO *et al.* (2003) e TINÔCO (2001) um ambiente confortável para frangos de corte deve estar com temperaturas entre 22 e 27 °C e umidade relativa entre 50 e 70%. Porém, a umidade e a temperatura variam de acordo com o tempo de vida dos frangos conforme descrito na Tabela 1.

Visando essa diferença de temperatura conforme a fase de vida do animal, há a necessidade de climatizações diferentes para cada período de vida dos mesmos, e para isso a engenharia térmica auxilia no estudo e análise do escoamento de ar e transferência de calor nesses aviários industriais, onde as aves ficam enclausuradas até o abate, por um período apropriado de 55 dias.

Tabela 1 – Valores ideais de temperatura ambiente e de umidade do ar em função da idade das aves. Fonte: (COBB, 2008).

Idade [Dias]	Umidade Relativa [%]	Temperatura [°C]
0	30-50	32-33
7	40-60	29-30
14	50-60	27-28
21	50-65	24-26
28	50-70	21-23
35	50-70	19-21
42	50-70	18
49	50-70	17
56	50-70	16

Com este trabalho, busca-se estudar o escoamento turbulento, investigando os perfis de velocidade do ar e a temperatura no interior dos aviários, otimizando as condições ambientais, para melhorar a produção deste tipo de animal.

1.1 OBJETIVOS

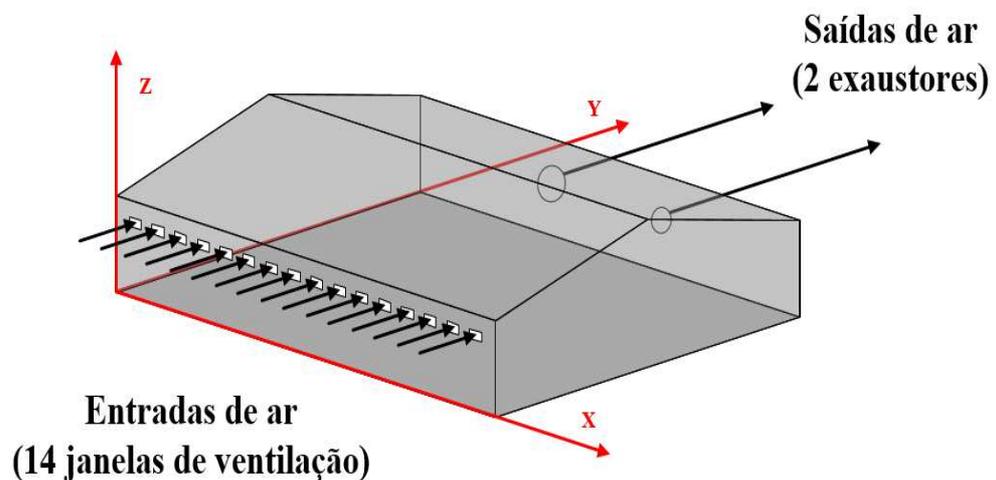
O objetivo deste trabalho é estudar numericamente o comportamento térmico e fluidodinâmico do ar no interior do aviário com ventilação promovida por um jato de ar horizontal, o qual é localizado em uma parede vertical e possui saídas de ar localizadas nas paredes verticais opostas a esta, propondo as seguintes modificações: variação na velocidade de entrada do ar e prescrição de fluxo de calor no piso do ambiente, simulando assim as condições para um ambiente com pintos, frangos na meia idade e frangos na idade do abate. O número de Reynolds é o que caracteriza o escoamento o qual é turbulento.

Desta forma, o escoamento gerado pelo jato horizontal na geometria em questão é simulado numericamente com o modelo de turbulência SST $k - \omega$ comparando com os resultados obtidos experimentalmente e, após isso, foi feita uma verificação com os modelos de turbulência estudados por LOPES (2015), para verificar qual modelo produz resultados mais satisfatórios. O SST $k - \omega$ foi escolhido pela literatura da área mostrar que o mesmo é superior na solução numérica de escoamento no interior de ambientes, uma vez que é mais preciso e é menos sensível. Serão realizadas diversas simulações com esse modelo de

turbulência para encontrar a malha mais adequada para a avaliação. O modelo usado é construído utilizando o software numérico comercial Ansys® CFX versão 14.5.

O aviário analisado está localizado na cidade de Valência, na Espanha, onde foram feitos os testes experimentais por BLANES-VIDAL *et al.* (2008). Esse aviário, representado na Figura 1, possui dois exaustores, cujos tamanhos e as capacidades são diferentes; eles retiram o ar quente do ambiente e a ventilação é mecânica, através de 14 passagens de ar retangulares com áreas iguais, localizado no lado oposto as entradas. Na seção 4.2 do capítulo 4 serão apresentados mais detalhes do ambiente a ser estudado.

Figura 1 – Representação esquemática do aviário de Valência. Fonte: Lopes, 2015.



1.2 JUSTIFICATIVA

Com a evolução tecnológica à construção ou reestruturação de aviários de frangos de corte com um bom controle dos parâmetros de conforto térmico está sendo possível, de forma rápida e precisa. Assim a Dinâmica dos Fluidos Computacionais (CFD) pode nos fornecer resultados mais rápidos que os experimentais, no entanto, há a necessidade de se fazer validação com dados que já foram obtidos experimentalmente. Dessa forma, este trabalho investiga a alteração no fluxo de calor no piso do aviário e influência no interior do mesmo.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho está organizado em 6 capítulos. Neste capítulo são apresentadas a justificativa e os objetivos do trabalho. O segundo capítulo apresenta uma revisão bibliográfica de alguns trabalhos existentes na literatura sobre conforto térmico em aviários,

apresentando trabalhos experimentais e numéricos. No terceiro capítulo são apresentados os diversos modelos para avaliação da turbulência. No quarto capítulo é desenvolvida a modelagem matemática com o domínio físico, a discretização das equações governantes e as condições de contorno. O quinto capítulo apresenta os principais resultados e é descrita a análise dos mesmos. No sexto capítulo são apresentados os resultados aplicando prescrição de fluxo de calor no piso, considerando 3 fases das aves. As conclusões são apresentadas no sétimo capítulo.

CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 INTRODUÇÃO

Nos anos 60 iniciou-se um crescimento na exploração avícola mundial, isso porque foram nesse mesmo período que se introduziu linhagens geneticamente modificadas. O desenvolvimento estava presente desde as fábricas de rações e bebedouros até nas instalações e equipamentos, mas o desenvolvimento da avicultura estava apenas no começo. E esse crescimento repentino, não apenas de tecnologia, mas também da população avícola, trouxe com ele o surgimento de doenças que se tornaram quase incontroláveis (CAMPOS, 2000). Isso ocorreu devido a pouca importância que se deu às técnicas de alojamento. Alguns anos mais tarde, houve a necessidade de aperfeiçoar o conforto dos alojamentos das aves, para reduzir a mortalidade e custo de produção. Como forma de manter a competitividade os projetos das instalações avícolas começaram a ter prioridade (TINÔCO, 2001).

Para estudar o conforto térmico em alojamentos avícolas, pesquisadores vêm utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacionais (CFD), na qual técnicas numéricas são empregadas para simular o comportamento de um sistema que pode envolver transferência de calor, escoamento de fluidos e outros processos, onde há a solução de equações e/ou condições iniciais em uma determinada região de interesse, com condições de contorno apropriadas.

Nesta seção será apresentada a revisão em duas seções. A primeira diz respeito a trabalhos experimentais e a segunda a trabalhos numéricos. Ambos importantes para a evolução na área de conforto em aviários.

2.2 TRABALHOS EXPERIMENTAIS

O conforto térmico dentro de um aviário está ligado diretamente ao escoamento interno dentro do mesmo. A caracterização do ambiente térmico do animal, não só advém da quantidade de ar, mas também da temperatura, umidade relativa e radiação. BAÊTA e SOUZA (1997) e BARNWELL e ROSSI (2002) afirmam que todos esses elementos atuam em conjunto, o qual é apresentado por uma temperatura ambiente efetiva.

O poluente mais tóxico encontrado em aviários é a amônia, considerado um estressor crônico. Segundo HOMIDAN *et al.* (1998) o nível desse gás, é alterado por vários fatores,

tais como: qualidade da cama, decomposição da ração, e principalmente temperatura do ambiente e nível de ventilação.

Como visto no capítulo anterior, na Tabela 1, a temperatura e umidade ideal para a ave variam conforme sua idade. Sendo assim, é necessária uma variação na velocidade do ar de entrada para atingir as temperaturas adequadas para cada período de vida do animal. Na Tabela 2 observa-se a variação de velocidade conforme a sua idade, esses valores foram sugeridos por CERATTO (2014).

Tabela 2 – Correlação da idade do frango, com a temperatura ambiente e a velocidade próxima ao frango. Fonte: Ceratto, 2014.

IDADE [dias]	TEMPERATURA [°C]	VELOCIDADE DO AR [ms⁻¹]
1 a 7	30 a 32	0 a 0,5
8 a 14	29 a 30	0,5 a 0,8
15 a 21	28 a 29	0,8 a 1,2
22 a 28	27 a 28	1,2 a 1,8
29 a 35	26 a 27	1,8 a 2,5
36 ao abate	24 a 26	2,5

Já a umidade relativa do ar está relacionada diretamente a temperatura do ambiente. BAIÃO (1995) relatou que a umidade relativa do ar não pode ultrapassar 80%, devido à dificuldade das aves perderem calor por via evaporativa. E se a umidade for muito baixa (menor de 30%), intensifica a possibilidade de doenças respiratórias, principalmente em pintos, devido ao acúmulo de poeiras e um elevado número de microrganismos no ar.

Para instalações avícolas em aviários fechados podem ser utilizados duas formas de sistemas que proporcionam o conforto térmico: de ventilação e sistema evaporativo. O sistema de ventiladores compõe-se de duas maneiras, a positiva (Figura 2) que utiliza ventiladores para movimentar o ar no interior do ambiente evitando "zonas mortas", isto é, sem circulação de ar, prejudicial às aves. Para que esse sistema seja eficiente a definição da quantidade, distribuição e posição dos ventiladores são imprescindíveis. Outra maneira é a ventilação negativa (Figura 3), o qual utiliza exaustores que succiona o ar do aviário. Este sistema faz com que o ar entre de forma uniforme, e é um dos mais utilizados pelos avicultores (ABREU *et al.*, 2000).

Figura 2 – Sistema de ventilação por pressão negativa. O ventilador aspira o ar do interior do aviário, criando um vácuo parcial. Fonte: Abreu *et al.*, 2000.

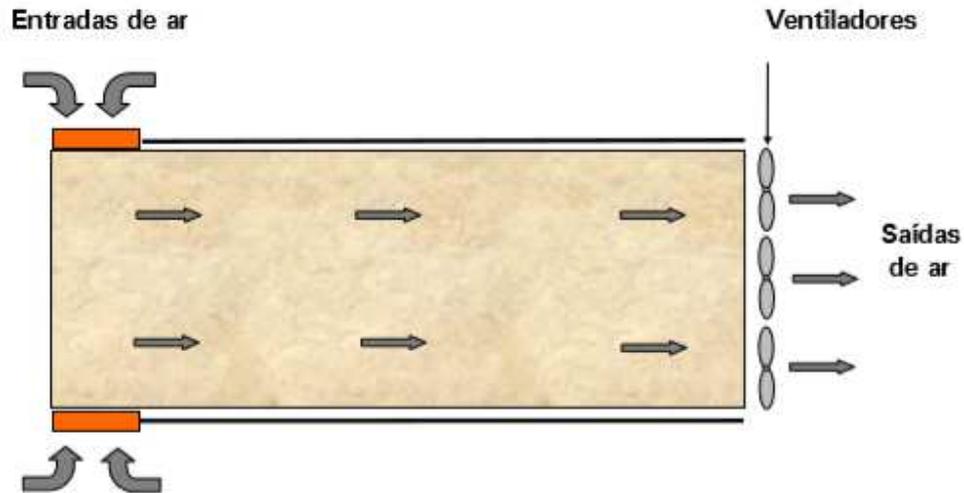
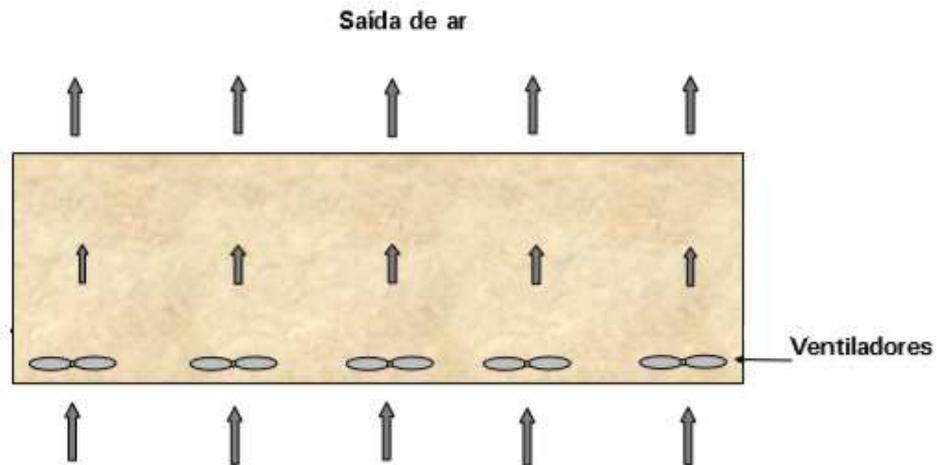


Figura 3- Sistema de ventilação mecânica por exaustão. Fonte: Abreu *et al.*, 2000.



Sistemas evaporativos são compostos de sistema de nebulização, e túnel/placas evaporativas. O primeiro utiliza a evaporação da água para reduzir a temperatura do ambiente, mas quando se planeja construir um sistema de nebulização no aviário há a necessidade de preocuparem-se com alguns fatores, tais como: tamanho das partículas, posição dos nebulizadores e simplicidade do sistema. O segundo é determinado pela combinação do sistema de ventilação com o de nebulização. Este sistema mantém as cortinas fechadas nas laterais e abertas nas extremidades, constituindo o túnel, que permite um direcionamento para a ventilação. Este sistema entrará em funcionamento, quando a temperatura dentro do aviário atingir o limite da zona de conforto. Nesse momento as cortinas serão abertas e o sistema de

nebulização e ventilação será acionado, e em curto tempo o ambiente estará novamente confortável para as aves (CAMPOS, 2000).

Entre os poucos estudos sobre aviários com ventilação natural encontra-se o estudo feito por ROCHA *et al.* (2014). Após determinar um coeficiente de 0,906 (R^2), entre o estudo experimental e o simulado de um aviário típico de países tropicais e subtropicais, ele analisou a distribuição da temperatura no aviário, a concentração de amônia e a variação da velocidade do ar no interior do aviário, para isso determinou a taxa de calor (Q_T) e a emissão de amônia (E) gerada pelos frangos no aviário utilizando as seguintes Equações, respectivamente:

$$Q_T = 10. m_f^{0,5} [4. 10^{-5}. (20 - T)^3 + 1] \quad (2.1)$$

onde m_f é a massa do frango em kg e T é a temperatura ambiente em °C.

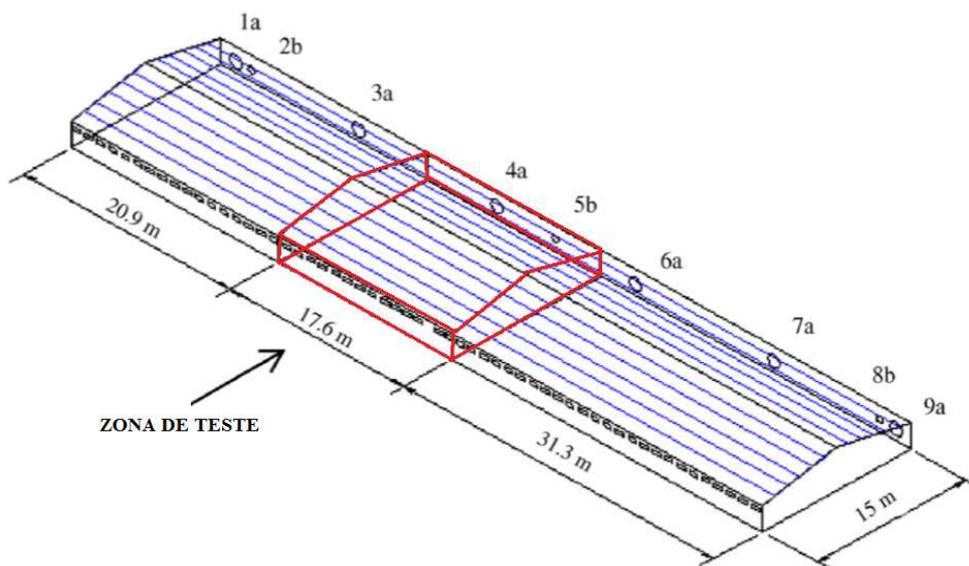
$$E = \exp[-6,5 + 0,12. (T_f) + 0,6(\text{pH}) + 0,0003(d_v) - 0,0043(d_v)^2] \quad (2.2)$$

onde T_f é a temperatura média do frango em °C, d_v é o tempo de vida do frango em dias e pH é referente ao pH dos dejetos dos frangos. A análise da distribuição de temperatura foi feita com o intuito de avaliar frangos prontos para o abate, com aproximadamente 39 dias de idade, os quais possuem sistema termorregulador que consegue com facilidade reter o calor, e é o período de máxima emissão de gás NH_3 . Assim, quando ficam expostas a altas temperaturas as aves param de ganhar peso, devido à redução da ingestão de alimentos (BORGES *et al.*, 2003). A verificação da concentração da amônia é efetivamente importante, pois quando há um grande acúmulo deste gás, há uma redução na produção, devido à elevação da mortalidade das aves. E por fim, no interior do aviário, a retirada da amônia e a distribuição de temperatura estão diretamente ligadas à ventilação.

BLANES-VIDAL *et al.* (2007) investigaram um aviário de frangos de corte em uma fazenda localizada na região de Valência (Espanha). As dimensões do aviário é 68,8 m de comprimento, 15 m de largura, 2,36 m de altura da parede lateral, sendo uma distância máxima da altura do chão até o teto de 3,94 m (Figura 4). Os testes foram realizados em pontos específicos. O ar entra através 14 passagens retangulares e é expelido através de dois exaustores (4a e 4b) localizados na frente das passagens de ar, na parede oposta. A velocidade do ar foi medida em 27 pontos divididos em três alturas, 0,2, 0,6 e 2 m.

Outro fator importante a ser avaliado é a carga térmica do frango, só assim é possível incorporar prescrição de fluxo de calor no modelo. BIANCHI (2013) informou que a prescrição de fluxo de calor nas aves é complexa, pois aumenta conforme o crescimento dos mesmos. Mas ele estimou que frangos em atividade intensa, prontos para o abate, com aproximadamente 2,5 kg produzem cerca de 10 W. Tendo uma densidade de 13,3 aves/m² em um ambiente de 150 m por 15 m, o fluxo de calor seria aproximadamente 133 W/m².

Figura 4 – Zona de teste, dimensões em metros. Fonte: Blanes-Vidal *et al.*, 2008.



Em relação à carga térmica do animal, não há um consenso nas literaturas. É possível encontrar no DEFRA (*Department for Environment, Food and Rural Affairs*) a determinação de 34 kg/m². Já o manual da GSI® (2012) informa que a UBABEF recomenda utilizar 39 kg/m², tendo, respectivamente, uma carga térmica de 136 W/m² e 156 W/m². Por outro lado CURTIS (1983) e XIN *et al.* (2001) nos propõe utilizar uma equação para a determinação da carga térmica, Equações 2.3 e 2.4, respectivamente.

$$q_f = am_f^b \quad (2.3)$$

sendo duas constantes a e b , que valem 2,90 e 0,75, respectivamente, m_f é a massa do frango em kg, e q_f é o calor total de um frango em W. XIN, *et al* (2001) relata que para um projeto de um aviário para frangos com sistema de ventilação é fundamental saber a taxa de produção

de calor e umidade do animal, por isso fez um estudo para a determinação dessas taxas, chegando assim à Equação 2.4.

$$THP = m_f^{b_1} \cdot e^{(b_0 + b_2 \times LT + b_3 \times T_{db} + b_4 \times T_{db}^2)} \quad (2.4)$$

onde THP é a produção específica total de calor em W/kg, T_{db} é a temperatura média do ambiente em °C, b_0 a b_4 são coeficientes determinados por mínimos quadrados (Tabela 3) e LT é a determinação de quantidade de luz no ambiente, 0 é para 100% de luz, 1 é para 100% de escuridão e caso tenha uma luz/escuridão parcial usa-se LT entre 0 e 1, determinado pela seguinte Equação:

$$LT = \left(\frac{LOT}{100} \right) \times \text{MIN} \left(1, \text{MAX} \left(0, 0, \frac{6,02 - I_r}{6,02} \right) \right) \quad (2.5)$$

sendo LOT é o tempo de luz desligada em % e I_r é a intensidade de radiação solar no exterior em W/m².

Tabela 3 – Coeficiente determinado por mínimos quadrados. Fonte: Xin *et al*, 2001.

b_0	b_1	b_2	b_3	b_4
-1,727	-0,466	-0,1969	-0,4066	-0,0098

É possível perceber que a diferença da Equação 2.3 para 2.4 é que apenas a segunda depende da temperatura ambiente, a qual permite que a quantidade de prescrição de fluxo de calor fique mais próxima da realidade. A Equação 2.4 será usada para determinar a prescrição de fluxo de calor usada nesse trabalho, porém a quantidade de luz no ambiente será 100% de claridade e uma densidade de 13,3 aves/m², mesma utilizada por BIANCHI (2013).

2.3 TRABALHOS NUMÉRICOS

Modelos numéricos surgiram para suprir a necessidade de resolução de alguns problemas que, além de serem caros e demorados de serem resolvidos experimentalmente ou analiticamente, nem sempre são possíveis de serem construídos em grande escala. Como exemplo tem-se a solução numérica do escoamento do ar no interior de teatros, estádios

cobertos, aeroportos, escritórios, aviários, etc. os quais podem ser realizados com modelos numéricos (AWBI, 1989).

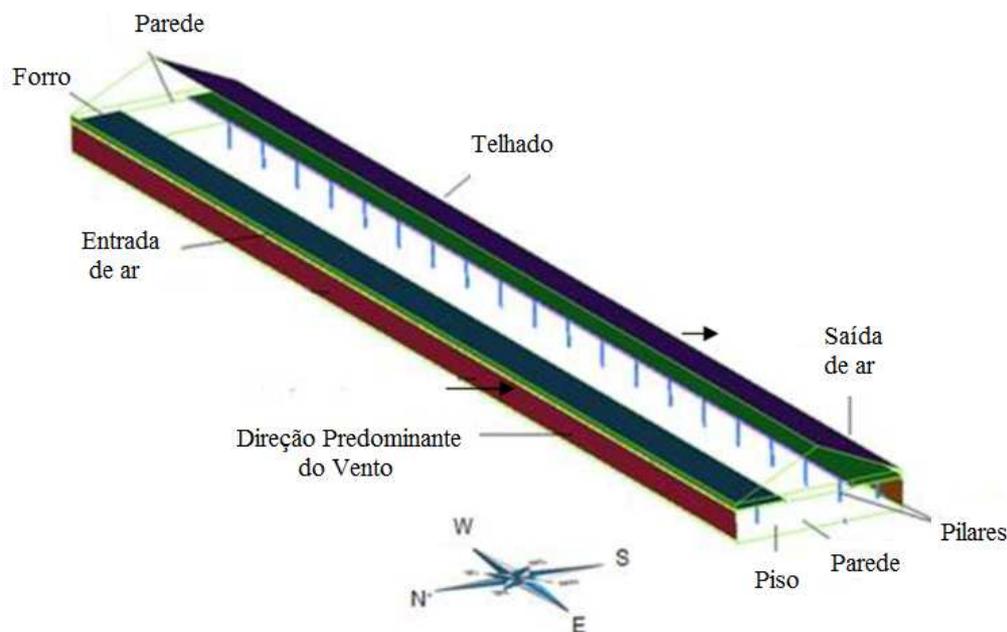
A transferência de calor desempenha um papel importante em muitos estudos de ambientes ventilados e/ou climatizados, sendo eles para seres humanos (escritórios, teatros, hospitais) ou para ambientes de alojamento de animais (bovinos, suínos, poedeiras, frangos de corte). Devido a sua importância, um número significativo de trabalhos e análises para as previsões de transferência de calor tem sido publicado. Contudo no que tange o estudo de ambientes para criação avícola, há a necessidade da realização de estudos mais precisos usando métodos numéricos para a validação de experimentos ou para a extrapolação de novos resultados (NÃAS, 1989, BAÊTA e SOUZA, 1997) verificando as taxas de transferência calor e umidade para cada fase de vida.

WAGENBERG *et al.* (2004) fizeram um estudo experimental com validação numérica, de uma sala ventilada para leitões. Avaliaram as possibilidades de utilização de padrões para acomodações de suínos e monitoraram em tempo real o escoamento e temperatura do ar e concentração de CO₂ na zona interna. Utilizaram o *software* computacional Fluent 5 e com modelo de turbulência k-ε padrão (LAUNDER e SPALDING, 1974). Os autores resolveram o escoamento transiente com passo de tempo de 1 ou 10 s e 5 ou 10 iterações para cada passo de tempo, isso porque simulações de estado estacionário não convergem em soluções estáveis. As condições de contorno foram obtidas experimentalmente e os animais modelados em forma de cilindros. Não fizeram estudo de refino de malha por estarem limitados computacionalmente. A malha tetraédrica foi de apenas 155000 elementos. O estudo apresentou diferenças entre a concentração de CO₂ medida e simulada relativamente grande, isto pode ter sido causado por simplificações escolhidos nas simulações que influenciaram o padrão do escoamento de ar calculado e a distribuição de CO₂. Também não foram incluídos os alimentadores no modelo e assumirão que as condições homogêneas de ar na entrada. Em relação ao sistema de ventilação na entrada, o estudo confirmou que a distribuição de ar é especialmente não homogênea em taxas elevadas de ventilação.

Uma das grandes vantagens do CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional) é que, além de poder auxiliar na visualização da distribuição de ar dentro do ambiente, é possível prever a distribuição de outros gases em tempo real. SARAZ (2010) fez uma investigação da concentração do gás amônia (NH₃) em uma instalação avícola brasileira localizada em Viçosa (MG), vide Figura 5. O programa utilizado para o estudo foi Ansys® CFD, usou malhas tetraédricas com aproximadamente 2 milhões de elementos e o modelo turbulento

utilizado foi o k- ϵ padrão. Ele propôs uma correlação para avaliar a concentração de NH_3 com o tempo avaliando as diferentes direções de entrada do ar na lateral da instalação.

Figura 5 – Diagrama do modelo da instalação simulado. Fonte: Saraz, 2010.



MOSTAFA *et al.*(2011) investigou quatro sistemas de ventilação em um aviário (Figura 6), a fim de estabelecer uma zona confortável para frangos de corte durante o inverno, para isso usou CFD para validar dados experimentais. O *software* computacional para realizar a simulação numérica foi o Fluent® 6.2, e como modelo de turbulência usou o RNG k- ϵ , e malhas com quase 3 milhões de elementos. O caso 1 (C-1) teve suas entradas e saídas conectadas a um trocador de calor sem utilizar dutos, já os casos 2, 3 e 4 (C-2, C-3 e C-4, respectivamente) utilizaram dutos perfurados para a entrada de ar no aviário, porém apenas os casos C-3 e C-4 usaram esses dutos para a saída. Os dutos foram distribuídos da seguinte forma: entrada no meio do aviário (C-2 e C-3), entrada próximo a parede lateral (C-4), sem um duto de saída (C-2). No sistema de ventilação foram instalados pequenos ventiladores, os quais foram avaliados tanto ligados quanto desligados, e os autores verificaram que após 3 minutos de ventiladores ligados reduziu em até 15% (C-4) o índice de amônia dentro do aviário. Na Figura 8a é possível visualizar a distribuição de ar para cada caso e a Figura 8b apresenta a distribuição de amônia, até 50 ppm (nível máximo aceitável para não prejudicar o desempenho das aves), após 3 minutos de ventiladores ligados.

Figura 6 – Representação dos casos estudados. Fonte: Mostafa *et al.*, 2012.

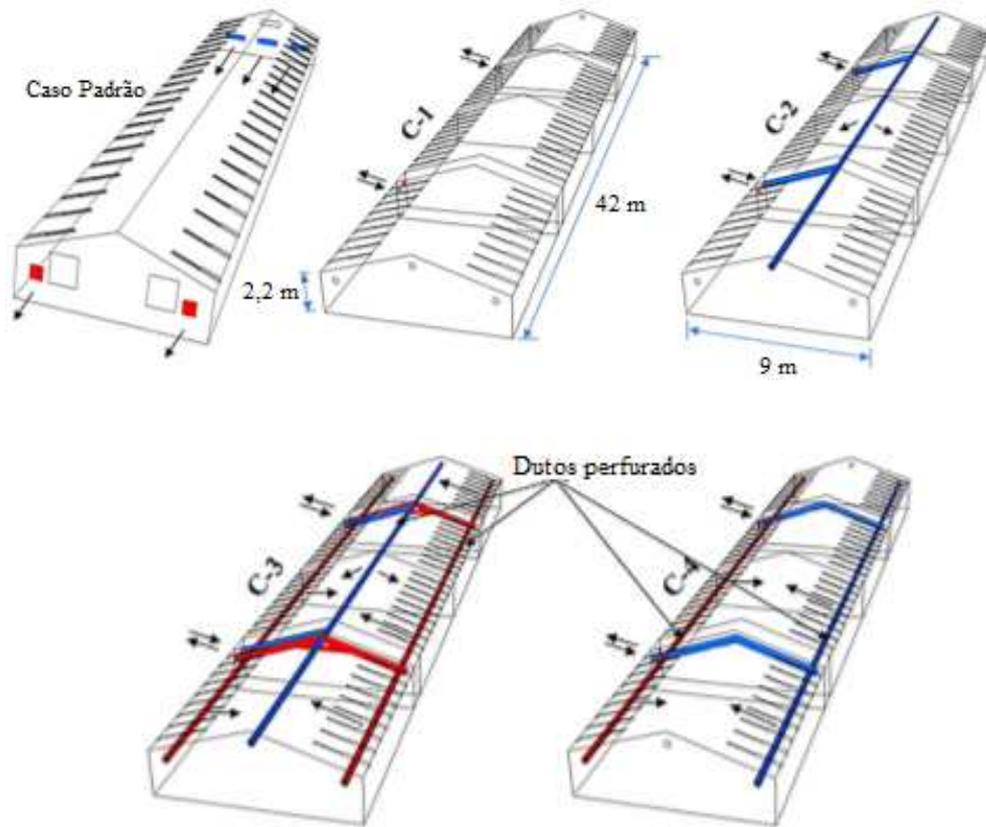
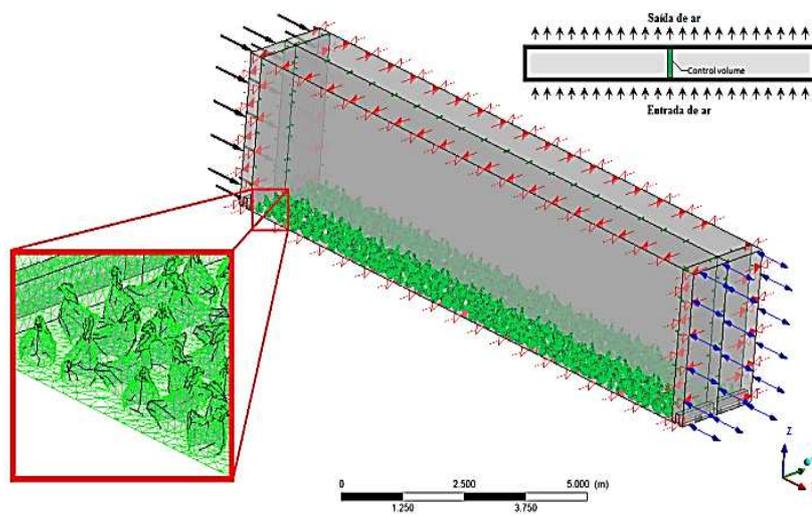
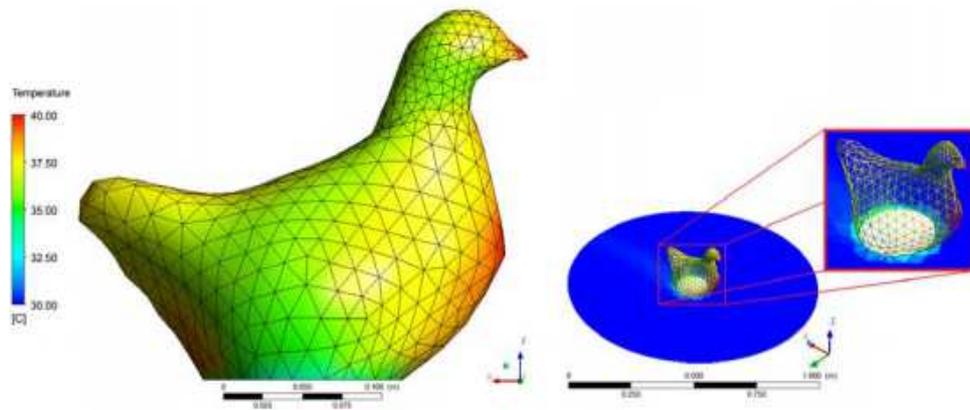


Figura 7 – Domínio Computacional (a). Malha numérica e distribuição de temperatura no frango de corte (b). Fonte: Rocha *et al.*, 2014.

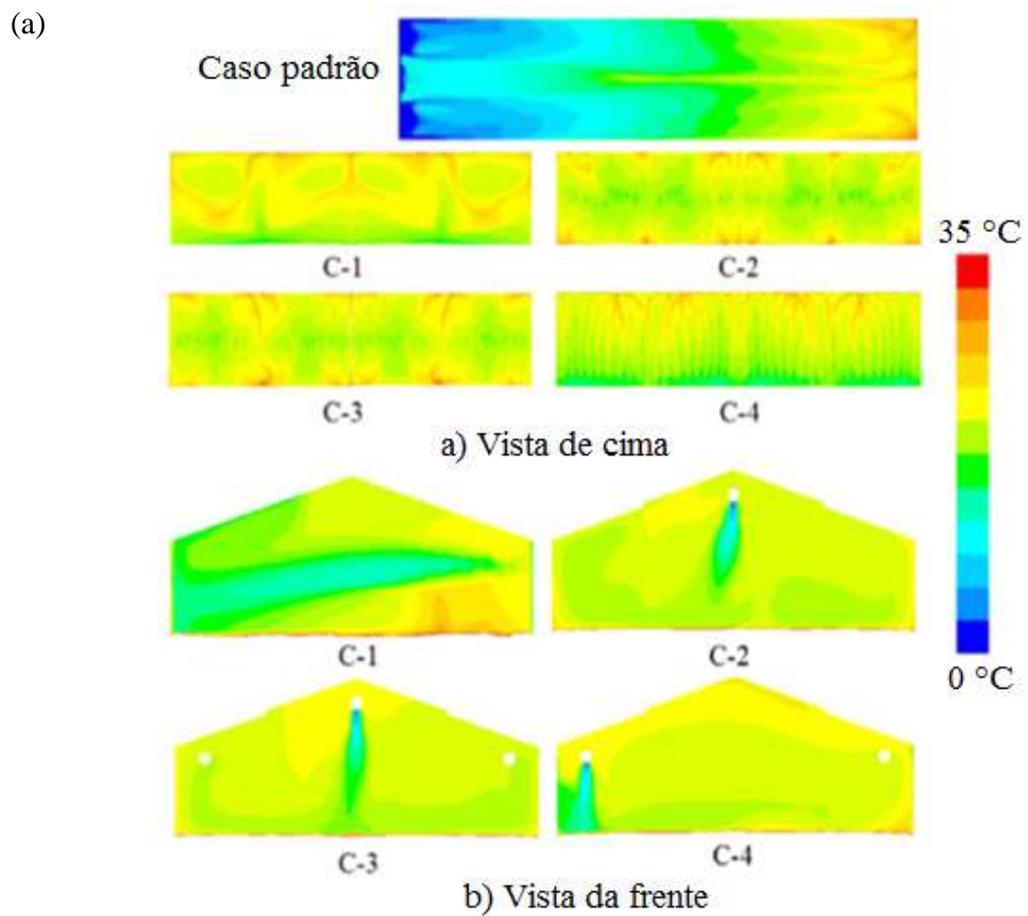


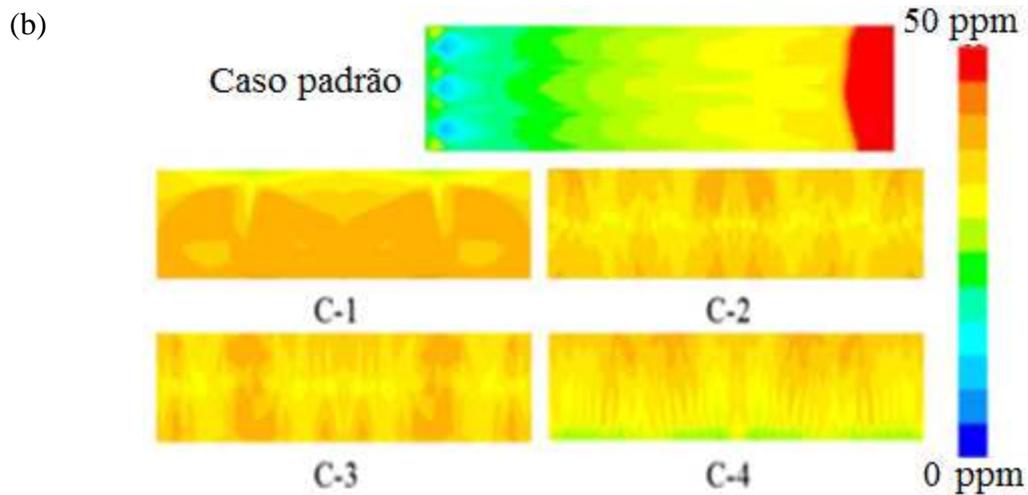
(a)



(b)

Figura 8 – Distribuição de ar após 3 minutos de ventilação ligados. (a). Distribuição de amônia após 3 minutos de ventilação ligado. (b). Fonte: Mostafa *et al.*, 2012.

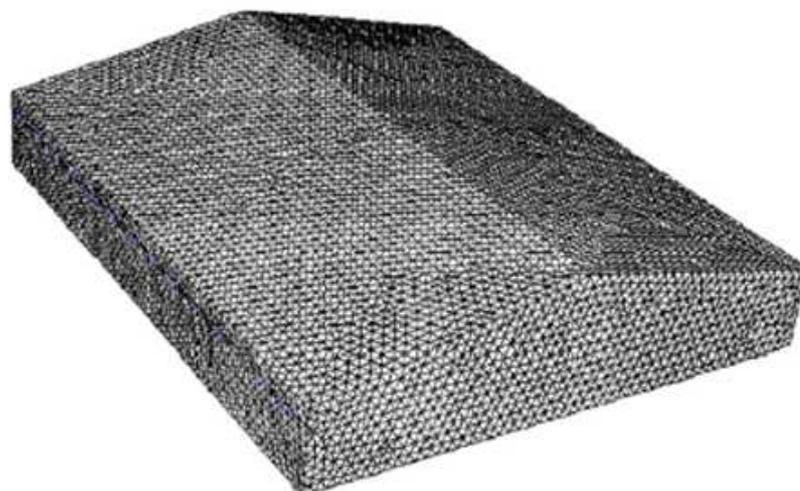




BLANES-VIDAL *et al.* (2008) validaram os resultados experimentais com simulação em CFD, utilizando o código comercial Fluent® 6.0 (Fluent Inc., Líbano, EUA), com o intuito de comparação com os dados experimentais. Para aquele estudo modelaram os exaustores como duas superfícies circulares, com 0,63 e 0,32 m². Cada entrada foi geometricamente definida por meio das coordenadas dos quatro cantos do aviário. Foi modelada apenas uma aba de 17,6 m, no lugar de quatorze abas reais. No aviário, alguns obstáculos, como alimentadores e linhas dos bebedouros, estavam presentes, no entanto, devido ao seu pequeno tamanho em relação às dimensões do ambiente, o efeito sobre o fluxo de ar foi considerado desprezível, e não foram modelados computacionalmente.

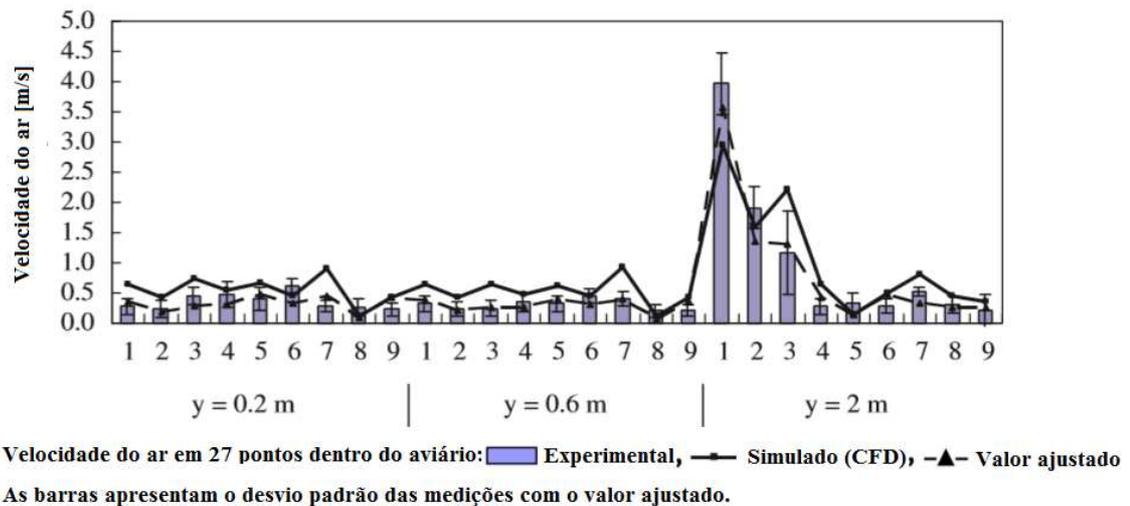
BLANES-VIDAL *et al.* (2008) construíram uma malha não estruturada (com 217.000 nós), composta principalmente por células tetraédricas, vide Figura 9.

Figura 9 - Malha utilizada por Blanes-Vidal *et al.* (2008) para a simulação.



O modelo de turbulência utilizado naquele trabalho para a análise foi o $k-\varepsilon$ padrão. As propriedades do ar foram mantidas constantes com os valores correspondentes a temperatura ambiente. Quatro diferentes simulações (condições de contorno) foram realizadas, porém a utilizada apenas uma teve os resultados dispostos no artigo: entrada (velocidade uniforme calculada de acordo com o fluxo de ar do ventilador) e saída (diferencial de pressão medida nas saídas) (DEVIDSON, 1989; LOOMANS, 1998). Após isso, fizeram uma análise estatística entre a simulação e os resultados experimentais, Figura 10. Essa figura mostra os perfis dos dados medidos experimentalmente, simulados e os valores ajustados através de cálculos estatísticos, os autores concluíram que as simulações em CFD, quando apoiada pela investigação experimental, podem fornecer informações úteis sobre o escoamento de ar em edificações comerciais de aves.

Figura 10 – Velocidade [ms^{-1}] do ar nos pontos específicos. Fonte: Blanes-Vidal *et al.*, 2008.



LOPES (2015) estudou dois aviários com o objetivo de investigar numericamente a influência da inclinação do telhado e a aplicação de defletores para prever o comportamento térmico e fluido dinâmico do escoamento turbulento no interior dos mesmos. O primeiro ambiente baseou-se no estudo experimental feito por Blanes-Vidal *et al.* (2008), já citado neste trabalho, e o outro é um aviário localizado na cidade de Montenegro no Rio Grande do Sul (Brasil). Para a simulação e análise foi utilizado o *software* computacional Ansys® CFX versão 14.5. Para os dois aviários o autor estudou no total 12 casos, usando as equações RANS. Os modelos de turbulência utilizados para o primeiro aviário foram $k-\varepsilon$ padrão, RNG

k- ϵ e k- ω e para o segundo aviário foi apenas o modelo k- ϵ padrão. Foi possível concluir que a menor inclinação para o teto do aviário de Valência (ângulo de 6°) foi a que aumentou a velocidade média do escoamento, dessa forma conseguindo melhorar a troca térmica convectiva dos frangos. O estudo com defletores foi feito apenas no aviário de Montenegro, o qual verificou que é possível obter um aumento da perda de carga utilizando lonas defletoras, viáveis caso almeje um aumento da velocidade do escoamento em ventilação do tipo túnel.

O presente trabalho dará continuidade ao trabalho de Blanes-Vidal (2008) e LOPES (2015) visando agora aplicar o modelo de turbulência SST k- ω e investigar os efeitos da prescrição do fluxo de calor no piso do aviário, levando em consideração três etapas da faixa etária dos mesmos ($q_{total} = 38, 108$ e 185 W/m^2 , representado pinto, ½ idade e abate, respectivamente).

CAPÍTULO 3. MODELAGEM DO ESCOAMENTO TURBULENTO

3.1 INTRODUÇÃO

O escopo deste capítulo é apresentar os modelos e as simplificações empregadas na modelagem matemática, os quais o sucesso da simulação numérica está diretamente relacionado. Uma gama de equações diferenciais parciais usadas em alguns modelos turbulentos agregado ao Ansys® CFX versão 14.5 são aplicadas neste trabalho.

3.2 EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES

Em qualquer regime ou qualquer valor de número de Reynolds, as equações governantes são as equações de Navier-Stokes, as quais são equações diferenciais parciais de segunda ordem não-lineares, baseadas nos princípios de conservação da massa, momento e energia. A equação da continuidade apresenta o princípio de conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (3.1)$$

sendo ρ a massa específica do fluido no instante t , U_i corresponde ao vetor velocidade instantânea do fluido. Onde o primeiro termo representa a taxa de variação da massa por unidade de volume somado a taxa de fluxo de massa por unidade de volume através da superfície de controle.

A equação da quantidade de movimento linear para um fluido newtoniano ou Navier-Stokes (Equação 3.2), é obtida aplicando-se a segunda lei de Newton em um volume de controle do fluido, o qual a soma acelerações local com a advectiva de uma partícula infinitesimal é igual as forças que agem nas partículas o qual deduz o gradiente de pressão da soma das forças viscosas na superfície com a força de empuxo.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right] + F_i \quad (3.2)$$

Na Equação 3.2 P é a pressão, F_i é a força de corpo e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

A taxa de variação da energia interna com o tempo somado a energia interna com o tempo sendo igual ao fluxo líquido difusivo de energia interna está representado na Equação (3.3) é conhecida como equação da conservação da energia e fonte de energia interna devido a sua dissipação.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tau_{T,eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\dot{q}_i}{c_p} \quad (3.3)$$

sendo T a temperatura termodinâmica do fluido, \dot{q}_i a taxa de prescrição de fluxo de calor e $\tau_{T,eff}$ é o coeficiente de difusão turbulento, representado como:

$$\tau_{T,eff} = \nu + \frac{\nu_t}{Pr_t} \quad (3.4)$$

onde, Pr_t é o número de Prandtl turbulento (Equação 3.5), razão entre as difusividades de momento turbulento e térmico.

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{\alpha_t} \quad (3.5)$$

Quando os efeitos sobre a turbulência são desconsiderados devido as variações de massa específica e viscosidade serem suficientemente pequenas no qual o escoamento é incompressível, sem prescrição de fluxo de calor e em regime permanente, as Equações (3.1) a (3.3) podem ser reescritas do seguinte modo:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(U_i U_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) + F_i \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tau_{T,eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.8)$$

As equações aplicadas na solução numérica dos problemas deste trabalho são as dos modelos de turbulência apresentado na próxima seção (3.3) e as Equações (3.5) a (3.8).

3.3 MODELOS DE TURBULÊNCIA

A turbulência é caracterizada por um elevado número de Reynolds, e ocorre quando as forças de inércia do fluido tornam-se significativas em comparação com as forças viscosas. Apesar do grande empenho de pesquisadores, não existe um modelo único que descreva, de forma exata, situações que ocorrem escoamento turbulento. Eles devem ser modelados através de famílias, devido a eles conterem informações empíricas, o que os tornam específicos para determinadas classes de problemas. Essas modelações são divididas em RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*), simulação de grandes escalas, LES (*Large Eddy Simulation*), simulação numérica direta, DNS (*Direct Numerical Simulation*), entre outros.

3.3.1 DNS –*Direct Numerical Simulation*

O método DNS (Simulação Numérica Direta) resolve integralmente as equações de Navier-Stokes, e é uma importante ferramenta para a pesquisa e visualização das estruturas turbulentas presentes em escoamentos.

Esta metodologia é limitada a investigação em número de Reynolds moderados, isso porque utiliza um número elevado de graus de liberdade para a malha de cálculo, por possuir uma capacidade de calcular tanto as maiores quanto as menores escalas de turbulência.

É possível representar a escala integral de comprimento (l), referente à escala das maiores estruturas em uma turbulência isotrópica (SILVESTRINI, 2003) e homogênea da seguinte maneira:

$$l \approx \frac{v^3}{\epsilon} \quad (3.9)$$

onde v é a escala característica para as velocidades e ϵ é a taxa de dissipação da turbulência.

A chamada escala de Kolmogorov η é a estimativa para a escala das menores estruturas, dada por:

$$\eta \approx \left(\frac{v^3}{\epsilon} \right)^{1/4} \quad (3.10)$$

sendo ν a viscosidade cinemática. A razão entre as equações (3.9) e (3.10) é possível estimar o número de graus de liberdade (N) necessários para que todas as escalas da turbulência sejam resolvidas.

$$N \approx \frac{1}{\eta} \approx \left(\frac{l\nu^3}{\nu} \right)^{3/4} \approx Re_l^{3/4} \quad (3.11)$$

O parâmetro Re_l é o número de Reynolds turbulento baseado na escala integral. Esta relação nos diz que, para um domínio de cálculo 3D discretizado em $n_x \times n_y \times n_z$ pontos de malha, o uso de DNS fica limitado a Reynolds da ordem:

$$Re_l \approx (n_x, n_y, n_z)^{4/9} \quad (3.12)$$

Dessa forma, para um número de Reynolds de 1000, torna-se necessário utilizar uma malha de 10^9 elementos. O que faz o DNS uma ferramenta bastante voltada para a análise dos detalhes mínimos das estruturas presentes em escoamentos turbulentos, de forma que dependendo de sua aplicação para cálculos de engenharia não há um custo/benefício aceitável, visto que tal ferramenta busca comportamentos mais globais, o que pode ser perfeitamente alcançado com outros métodos que considerem somente os valores médios ou que modelam o comportamento a partir de determinadas escalas.

3.3.2 LES – *Large Eddy Simulation*

Um dos precursores de simulações de grandes escalas foi SMAGORINSKY (1963), que buscou simular somente as grandes escalas da turbulência em trabalhos de meteorologia. Naquele tempo, a aplicação da técnica estava limitada a escoamentos simples e a um pequeno grupo de pesquisadores, os quais tinham acesso a supercomputadores. Hoje, com o decrescente custo computacional e o crescente aperfeiçoamento das técnicas numéricas, a metodologia de simulação de grandes escalas tem sido usada em trabalhos recentes.

A metodologia de simulação LES é uma alternativa intermediária entre DNS e RANS, resolvendo apenas as grandes estruturas, que são responsáveis pelo transporte da maior parte de energia, modelando apenas os menores. Essa separação se dá através de uma filtragem, que normalmente está associada ao tamanho da malha, o qual faz com que a estrutura que possui o

tamanho de até a ordem de grandeza da malha seja modelada e as maiores calculadas. Desta forma, este modelo é conhecido como "dependente da malha".

Mesmo havendo a necessidade de certo grau de refinamento da malha, a simulação numérica direta é aplicada a escoamentos tridimensionais e transientes. Agora se a malha for suficientemente fina, o modelo LES deverá convergir para DNS.

3.3.3 Equações Médias de Reynolds (*Reynolds Avaraged Navier-Stokes*)

As equações médias de Reynolds (RANS) é uma técnica que consiste em decompor as equações governantes (equações de Navier-Stokes) em um valor médio do vetor velocidade e outro relacionado à sua flutuação. As flutuações são filtradas e modeladas por meio de uma viscosidade turbulenta. Por sua vez, simulações utilizando equações de RANS reduzem drasticamente os custos computacionais se comparar com simulações utilização DNS.

3.4 MODELOS DE TURBULÊNCIA DO TIPO RANS

VERSTEEG (2007) afirma que quando o número de Reynolds é superior ao Re_{cr} , o escoamento é dito turbulento. Nesse momento o movimento torna-se intrinsecamente instável, isto é, a velocidade e todas as outras propriedades variam de forma aleatória e caótica, que por sua vez é resultado da movimentação de todas as partículas do fluido, o que faz com que as suas propriedades sejam decompostas em um valor médio mais uma componente de flutuação. Por exemplo, a velocidade U_i , pode ser dividida em um valor médio, \bar{U}_i , e um valor flutuante de variação instantânea, u_i . DAVIDSON (2004) enfoca que a componente média á apenas função da posição, porém, o componente de flutuação é totalmente desordenado no espaço, tal como se pode verificar na Figura 11, o qual é um tratamento estatístico proposto por Osborne Reynolds em 1895 nas equações de quantidade de movimento.

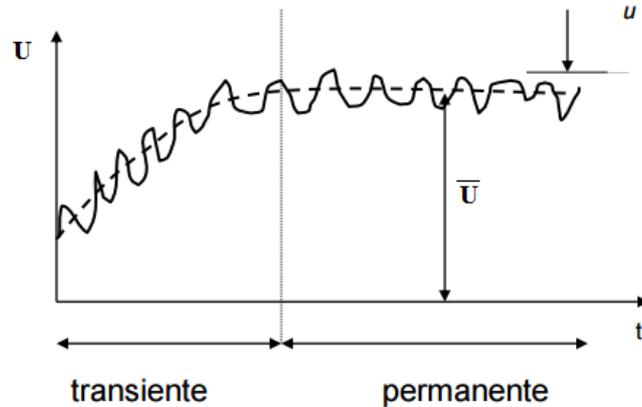
Dessa forma, a velocidade instantânea é dada por:

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (3.13)$$

Para uma variável genérica a equação seria:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.14)$$

Figura 11: Representação esquemática da decomposição de Reynolds.



O valor médio da velocidade é encontrado através da seguinte equação:

$$\phi = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt \quad (3.15)$$

onde Δt é um intervalo de tempo, onde, na teoria t deve ser infinito, porém é apenas suficientemente grande para que ultrapasse as escalas de tempo das variações de mais baixa frequência (grandes escalas). É em regime permanente (turbulência estacionária) que esta definição é adequada, em casos transientes a variável em um tempo t é adotada como sendo a média de um grande número de experimentos idênticos que é denominada média das repetições.

As equações do modelo tipo RANS, apresentadas a seguir, é resultante da substituição do valor médio (de tempo) nas equações de transporte originais. Nas equações seguintes, a barra é utilizada para valores médios, exceto os produtos de valores flutuantes. E para reescrever as equações de conservação em termos de quantidade médias, adota-se que o escoamento é permanente e incompressível, não existe fontes de energia, negligencia-se dissipação viscosa na equação de conservação da energia e as propriedades μ_{lamb} , k_c , c_p e D_m são constantes.

Equação de conservação de massa

$$\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.16)$$

Equação da Conservação da Quantidade de Movimento

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (3.17)$$

As Equações 3.14 e 3.17 (método de RANS) são semelhantes as equações de Navier-Stokes (Equações 3.6 e 3.7), a distinção entre estas equações é devido as variáveis nas equações RANS são a pressão média e as velocidades médias, no lugar das variáveis instantâneas das Equações 3.6 e 3.7, e outra diferença é devido ao aparecimento do termo que expressa os efeitos das flutuações da turbulência no escoamento médio ($u_i u_j$), isto é, tensões de Reynolds.

Ainda é possível subdividir estes modelos de turbulência em dois grandes grupos: modelos de viscosidade turbulenta, também conhecidos como *Eddy Viscosity Models* (EVM) associam a tensão de Reynolds com uma função da viscosidade turbulenta e do tensor taxa de deformação do escoamento médio, e modelos de segunda ordem, também conhecidos como *Reynolds Stress Models* (RSM) o qual solucionam variantes mais simples do tensor de Reynolds, empregando diversas espécies de hipóteses e aproximações. EVM é baseada no conceito da viscosidade turbulenta proposta por Boussinesq e os modelos RSM resolvem versões simplificadas do tensor de Reynolds utilizando vários tipos de aproximações e hipóteses.

Tabela 4 – Exemplos de modelos turbulentos para RANS. Fonte: Versteeg e Malalasekera, 2007.

Número de equações de transportes extra	Modelo
Zero	<i>Mixing length model</i>
Uma	Modelo Spalart-Allmaras
Duas	k-ε k-ω <i>Algebraic Stress Model</i>
Quatro	<i>SST k-ω</i>
Seis	Tensão de Reynolds

Os cálculos das tensões de Reynolds e do fluxo de Reynolds advêm dos modelos de turbulência. Esses modelos para RANS, em sua maioria, são classificados conforme o número de equações, a mais, de transporte (Tabela 4).

3.5 MODELOS DE TURBULÊNCIA BASEADO NA VISCOSIDADE TURBULENTA

Em 1877, Boussinesq, introduziu os modelos de viscosidade turbulenta que são baseados no conceito da viscosidade turbulenta (modelo EVM). O conceito de viscosidade turbulenta pressupõe que as tensões de Reynolds podem estar relacionadas aos gradientes de velocidade média e a viscosidade de turbulência pela hipótese de difusão de gradiente, de mesma maneira à relação entre tensões e tensor de tensões no fluxo Newtoniano laminar:

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.18)$$

onde, ν_t é a viscosidade turbulenta, δ_{ij} é o delta de Kronecker (pressão dinâmica dos turbilhões), em analogia à pressão estática termodinâmica, onde k é a energia cinética turbulenta (Equação 3.21). Uma das grandes vantagens desta aproximação é o custo computacional, porém a desvantagem é considerar que a turbulência é isotrópica.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_i u_j}) = \frac{1}{2} (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (3.19)$$

A viscosidade turbulenta (ν_t) é uma função de escoamento e a viscosidade molecular é uma propriedade do fluido. A viscosidade turbulenta se altera a cada ponto do domínio, conforme a condição local. Dessa forma, os procedimentos que utilizam a hipótese de Boussinesq, calculam o valor da viscosidade turbulenta em função de valores obtidos do escoamento médio.

No momento que se substitui a Equação 3.17 na Equação 3.16 é obtido a equação de conservação de quantidade de movimento linear para a modelagem RANS, fundamentada na hipótese de Boussinesq (Equação 3.20).

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v_{ef} \left[\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] \right) \quad (3.20)$$

sendo P a pressão modificada, a qual é uma função da pressão dinâmica turbulenta e da energia cinética turbulenta, como se vê na equação abaixo:

$$P = \frac{1}{\rho} \bar{p} + \frac{2}{3} k \quad (3.21)$$

Um novo termo que apareceu é a viscosidade efetiva v_{ef} dada por:

$$v_{ef} = \nu + \nu_t \quad (3.22)$$

Com o uso da hipótese de Boussinesq é utilizado apenas uma equação para a viscosidade turbulenta, podendo dessa forma simplificar o problema de fechamento da turbulência, isso se deve a não haver a necessidade de colocar seis equações adicionais para calcular separadamente cada componente do tensor de Reynolds.

Se a viscosidade turbulenta, ν_t , for conhecida, as equações escritas anteriormente apenas expressam os termos de flutuação turbulenta em função das variáveis médias. Tanto $k - \varepsilon$ como $k - \omega$ fornecem esta variável, lembrando que são modelos de turbulência de duas equações.

3.5.1 Modelo a Zero Equação

O modelo a Zero Equação é o modelo de viscosidade turbulenta mais simples, pois é o que não resolve nenhuma equação de transporte adicional, devido a isso é conhecido como modelo sem equação de transporte. Ele apenas calcula um valor global da viscosidade turbulenta μ_t , para uma velocidade média e uma escala de comprimento geométrica, usando uma expressão empírica. O modelo usa uma equação algébrica para calcular a contribuição viscosa dos vórtices turbulentos, sendo a constante de viscosidade turbulenta calculada para o domínio total do fluxo. Como proposto por Prandtl e Kolmogorov, a viscosidade turbulenta é modelada como o produto de uma escala de velocidade turbulenta, U_t e uma escala de comprimento de turbulência, l_t .

$$\mu_t = \rho f_\mu U_t l_t \quad (3.23)$$

sendo f_μ é uma constante de proporcionalidade. A escala de velocidade é tomada para ser a velocidade máxima no domínio do fluido. A escala de comprimento é obtida através da fórmula:

$$l_t = \frac{\left(V_D^{\frac{1}{3}}\right)}{7} \quad (3.24)$$

onde V_D é o volume do fluido. Este modelo não é muito aconselhável, pois possui pouca fundamentação física.

3.5.2 Modelo $k - \varepsilon$ padrão

O modelo $k - \varepsilon$ padrão é caracterizado por duas equações diferenciais de transporte. É um modelo robusto, preciso e possui estabilidade. Atualmente, em simulações industriais, é considerado como padrão entre os modelos de turbulência, e na maioria dos códigos de CFD ele é contemplado.

JONES e LAUNDER (1972) são reconhecidos pela autoria do modelo $k - \varepsilon$ padrão. Porém, dois anos depois, LAUNDER e SHARMA (1974) fizeram um aperfeiçoamento do valor das constantes do modelo. Entretanto, contribuições significativas foram desenvolvidas por DAVIDOV (1961), HARLOW e NAKAYAMA (1968), HANJALI (1970), entre outros citados por LAUNDER e SPALDING (1972). O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ adiciona duas novas variáveis ao sistema de equações: a energia cinética da turbulência, k , é definida como a variação das flutuações em velocidade. E a dissipação da turbulência, ε , (a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam), tendo como unidade, m^2/s^2 e m^2/s^3 , respectivamente.

O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ padrão é utiliza-lo quando a aplicação apresenta altos valores do número de Reynolds ($Re \geq 10^5$), esse modelo é uma adaptação algébrica das equações de Navier-Stokes como apresentado nas seguintes equações:

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \varepsilon, \quad (3.25)$$

$$U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_1 \nu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (3.26)$$

onde tem as seguintes constantes e seus respectivos valores, os quais foram definidos por LAUNDER e SHARMA (1974):

$$c_1 = 1,42 ,$$

$$c_2 = 1,92 ,$$

$$\sigma_k = 2 ,$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,22 .$$

A segunda variável das equações, ε , é a taxa da dissipação de energia cinética, definida por:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}, \quad (3.27)$$

onde l (m) é uma escala de comprimento característica.

Assim como o modelo zero equação, o modelo $k - \varepsilon$ é baseado no conceito de viscosidade turbulenta, ν_t . Para esse modelo, é assumida que a viscosidade de turbulência é agrupada a energia cinética turbulenta, e assim temos a representação da dissipação:

$$\nu_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.28)$$

sendo a constante empírica igual a: $c_\mu = 0,09$, específica do modelo $k - \varepsilon$. Este modelo é válido para regiões onde o escoamento é plenamente turbulento.

3.5.3 Modelo $k - \omega$

Um dos modelos de duas equações mais utilizado é o Modelo $k - \omega$, o qual vem sendo aperfeiçoado por mais de 20 anos por WILCOX (1993) e outros. Esse modelo é um dos

mais desenvolvidos e mais exatos, isso devido a não incluir as funções complexas não lineares de amortecimento, as quais são fundamentais para o modelo $k - \varepsilon$. Este modelo admite que a viscosidade turbulenta esteja associada à energia cinética de turbulência e frequência de turbulência, por meio da seguinte relação:

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (3.29)$$

O modelo, em questão, $k - \omega$ resolve duas equações de transporte, sendo a primeira para a energia cinética de turbulência, k :

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \beta_1 k \omega \quad (3.30)$$

e a segunda para a frequência de turbulência, ω :

$$U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \nu_t \frac{\omega}{k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \beta_2 \omega^2 \quad (3.31)$$

A frequência turbulenta, ω (1/s), é definida por:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k}. \quad (3.32)$$

As constantes do modelo são dadas pelos seguintes valores:

$$\beta' = 0,09,$$

$$\alpha = \frac{5}{9},$$

$$\beta = 0,075,$$

$$\sigma_k = \sigma_\omega = 2.$$

Uma das vantagens da utilização do modelo $k-\omega$ é o tratamento próximo a parede para simulações com baixos número de Reynolds, por outro lado, longe das paredes o modelo possui deficiências (SUSIN, 2007). No entanto, ele é muito sensível ao valor determinado para ω na região da entrada do fluido, sendo que uma variação significativa nos resultados pode ser observada.

3.5.4 Modelo Shear Stress Transport(SST)

Devido ao modelo $k-\omega$ ser bem sensível a variações nas condições de corrente livre, tornando-se assim um modelo incompleto, MENTER (1994) desenvolveu uma composição entre o modelo $k-\omega$ de Wilcox e o modelo $k-\varepsilon$ padrão, esse novo modelo foi denominado BSL $k-\omega$ (Baseline $k-\omega$). Para que a lógica desse novo modelo funcione, o modelo $k-\varepsilon$ é multiplicado por uma função de mistura e adicionado ao modelo $k-\omega$, que por sua vez, também é multiplicado por uma função de mistura.

O modelo *Shear Stress Transport* (SST) é justamente o modelo BSL $k-\omega$ modificado. O novo modelo foi criado por Menter (MENTER e KUNTZ (2003)), utiliza a formulação do modelo $k-\omega$ próximo à parede e distante da parede é utilizada a formulação do modelo $k-\varepsilon$. Este modelo é conhecido por sua estabilidade numérica. O modelo $k-\omega$ é muito superior que o $k-\varepsilon$. O modelo SST, baseado no modelo $k-\omega$, considera o transporte das tensões de cisalhamento turbulento e suas previsões da separação do fluxo são precisas em condições de escoamentos com gradientes de pressão desfavorável.

A energia cinética turbulenta k é apresentada por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \tilde{P}_k - \rho \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (3.33)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, μ_t é a viscosidade turbulenta, ω é a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta e \tilde{P}_k é resolvida pela seguinte Equação:

$$\tilde{P}_k = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right); \tilde{P}_k = \min(\tilde{P}_k, 10 \rho \beta^* k \omega) \quad (3.34)$$

A Equação (3.35) apresenta a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta (ω). Uma função de mistura F_1 é multiplicada pelas equações do modelo $k-\omega$ de

Wilcox, e as equações transformadas do modelo $k - \varepsilon$ são multiplicadas pela função de mistura $1 - F_1$.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) & \quad (3.35) \\ & = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\alpha}{v_t} \tilde{P}_k - \rho \beta^* f_\beta * \omega^2 \\ & \quad + 2(1 - F_1) \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned}$$

onde F_1 é uma função de mistura, definida pela Equação (3.36), responsável pela troca de modelos de segunda equação de dissipação do modelo, também corresponde à unidade na parede, desta forma, na região externa à camada limite F_1 decai para zero.

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right); \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \right\}^4 \quad (3.36)$$

onde y é a distância da parede mais próximo.

Para o modelo estar completo precisa-se dos valores dos coeficientes que correspondem a:

$$\sigma_{k,1} = 1,176;$$

$$\sigma_{k,2} = 1;$$

$$\sigma_{\omega,1} = 2;$$

$$\sigma_{\omega,2} = 1,168;$$

$$\alpha_1 = 0,31;$$

$$\beta_{i,1} = 0,075 e$$

$$\beta_{i,2} = 0,0828.$$

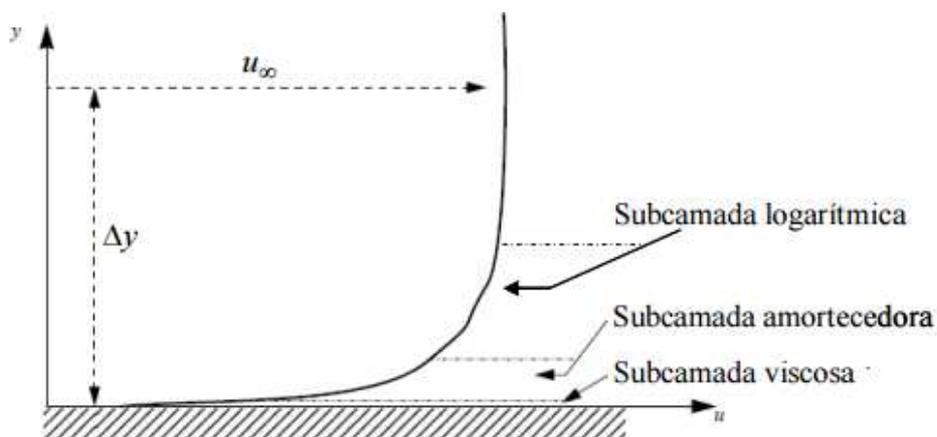
Diversos estudos sobre a validação do modelo SST foram desenvolvidos por BARDINA *et al.* (1997), o qual observou que esse modelo em questão apresenta melhor desempenho em relação aos modelos $k - \varepsilon$ e $k - \omega$, em simulações de escoamento em camada limite.

3.6 MODELAGEM DO ESCOAMENTO PRÓXIMO A PAREDE

Devido à condição de não deslizamento, a camada de fluido de um escoamento que entra em contato direto com uma parede (superfície sólida) adquire a velocidade da parede. Conforme há um afastamento da superfície o escoamento diminui. Camada limite é a região que vai da parede até a transição para o núcleo do escoamento. Para um escoamento turbulento uma solução analítica exata não é possível. Na Figura 12 é apresentado o perfil de velocidade para as três regiões distintas a qual a camada limite turbulenta pode ser dividida.

- Subcamada viscosa ou linear: os efeitos viscosos, dissipativos, são dominantes e as velocidades são baixas, resultando em um perfil de velocidades linear.
- Subcamada amortecedora: os efeitos inerciais, difusivos, e os efeitos viscosos são significativos.
- Subcamada logarítmica: há uma predominância dos efeitos inerciais sobre os viscosos e apresentando um perfil de velocidade aproximadamente logarítmico.

Figura 12: Escoamento próximo a uma superfície sólida. (Fonte: ANSYS CFX 14.5, 2014).



Os modelos SST $k - \omega$ e de Sparlat-Allmaras (AS) foram projetados para serem avaliados através de camadas limites, e assim há a necessidade de impor um maior refinamento da malha próximo à região da parede, resultando em $y^+ \cong 1$, o qual é a distância adimensional de parede, definida como:

$$y^+ = \frac{u_\tau d}{\nu} \quad (3.37)$$

sendo d é a distância à parede, u_τ é a velocidade de atrito, Equação (3.38), ν a viscosidade cinemática, como já visto anteriormente, e τ_S é a tensão cisalhante na parede, definidos pela Equação (3.39).

$$u_\tau = \sqrt{\frac{|\tau_S|}{\rho}} \quad (3.38)$$

$$\tau_S = \mu \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial y} \right)_{d=0} \quad (3.39)$$

Através de experimentos foi observado que as camadas limites turbulenta, em certas faixas de y^+ , se mantém restrita (Tabela 5).

Tabela 5 – Valores do y^+ para faixas da camada limite. Fonte: Fox e McDonald, 1998.

Subcamada	Valores para y^+
Viscosa	$0 \leq y^+ \leq 5 - 7$
Amortecedora	$5 - 7 \leq y^+ \leq 30$
Logarítmica	$y^+ > 30$

A subcamada limite viscosa é muito fina e a Equação (3.40) é aplicada.

$$u^+ = y^+ \quad (3.40)$$

A tensão cisalhante varia pouco com a distância da parede e considerando a escala de comprimento turbulento $l_m = \kappa y$ (SCHLICHTING, 1979) tem-se que:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.41)$$

sendo a constante de Von Kármán, κ , é igual a 0,41 e a constante adicional $B \approx 5,5$, ou para paredes lisas $E \approx 9,8$; no entanto para paredes rugosas o valor de B diminui. As constantes κ e B são válidas para escoamento turbulento com número de Reynolds elevados. Na Tabela 6 são apresentados os valores de y^+ recomendados para os determinados modelos de turbulência, da mesma forma os seus respectivos número mínimo de nós (Ansys® CFX, 2012).

Tabela 6 – Valores da função parede recomendados para os modelos de turbulência. Fonte: Ansys® CFX, 2012.

Modelo de Turbulência	Valores para y^+
Modelo a <i>zero-equation</i>	Aceitável $y^+ < 200$
$k - \varepsilon$	$Re > 10^5$
RNG $k - \varepsilon$	$20 < y^+ < 100$
<i>LRR Reynolds Stress</i>	$N_y^* = 10$
<i>QI Reynolds Stress</i>	
<i>SSG Reynolds Stress</i>	
$k - \omega$	$2 \times 10^3 < Re < 10^5$
$k - \omega$ SST	$1 < y^+ < 2$
<i>Omega Reynolds Stress</i>	$N_y^* = 15$
<i>BSL Reynolds Stress</i>	

*Número mínimo de nós nas fronteiras na direção normal.

A resolução necessária perto da parede é dependente da natureza da turbulência (e modelo de turbulência). Como já dito, o y plus (y^+) é a distância adimensional à parede e nos aplicativos do CFD da ANSYS pode ser visualizado como pós-processamento, por isso dependendo do modelo de turbulência, a exigência de distância mínima pode variar e a troca de modelo pode exigir a geração de uma nova malha. E é possível identificar a proximidade do primeiro nó da malha em escoamentos turbulentos, e o escoamento junto a paredes

apresenta elevados gradientes das variáveis de interesse, de modo que é fundamental garantir uma quantidade suficiente de malhas que permita capturar o fenômeno físico desta região.

CAPÍTULO 4. METODOLOGIA NUMÉRICA

4.1 INTRODUÇÃO

O escoamento do fluido pode ser estudado através de três métodos: o experimental, analítico e o numérico. Segundo VEERSTEG e MALESKERA (2007) o método experimental tem uma grande vantagem por ser real, mas além de seu custo ser altíssimo, nem sempre é possível realizar devido a questões de segurança, entretanto quando não existem modelos matemáticos definidos ou quando a geometria dispõe de muita complexidade, esse é um método possível de ser aplicado. O método analítico é apenas aplicável em geometrias e condições de contornos simples, logo sua desvantagem é a limitação. Por sua vez, o método numérico apresenta menos restrições, e mesmo problemas com condições de contorno complicadas ou geometrias complexas, podem apresentar resultados de forma rápida e precisa

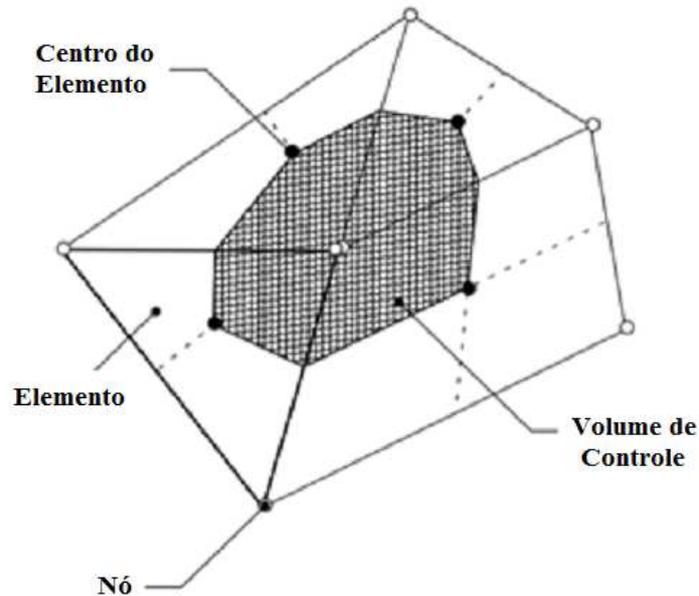
Esse trabalho utiliza o código Ansys® CFX 14.5, que é baseado no MVFbEF (Método dos Volumes Finitos Baseados em Elementos). Esse método surgiu na aplicação dos princípios de conservação em um ambiente de elemento finito, assim as propriedades físicas são conservadas em volumes discretos de controle construídos em torno dos nós da rede. BALIGA *et al.*(1983) foi o primeiro a aplicar essa idéia, através de elementos triangulares e SCHNEIDER *et al.*(1983) aplicou por meio de elementos quadriláteros.

PATANKAR (1980), MALISKA (2005), BORTOLI (2000), VERSTEEG *et al.* (2007) são alguns dos autores que contribuíram para uma base teórica do MVF (método dos Volumes Finitos), no qual, a teoria do MVFbEF se baseia.

Segundo SOUZA (2000) no MVFbEF os elementos são criados a partir da união dos pontos (os nós) distribuídos no domínio do cálculo, enquanto que os volumes de controle são criados em torno destes pontos com contribuições de diversos elementos. Ao utilizar elementos relacionados ao volume de controle, permite uma série de generalizações o que nos traz um algoritmo que pode ser aplicado para qualquer tipo de malha, sendo ela estruturada ou não (MALISKA, 2004).

No MVF as variáveis estão armazenadas nos nós, e para que o problema seja resolvido é necessária à criação de uma equação para cada nó, e assim criando um volume de controle para cada ponto. Fundamenta-se em discretizar o domínio (volume de controle). Na Figura 13 é possível observar o volume de controle (hachurado), ele é formado com quatro quadrantes, e percebe-se que cada quadrante pertence a um dos quatro elementos ao qual este nó é comum.

Figura 13 – Definição do volume de controle. Fonte: Ansys® CFX, 2012.



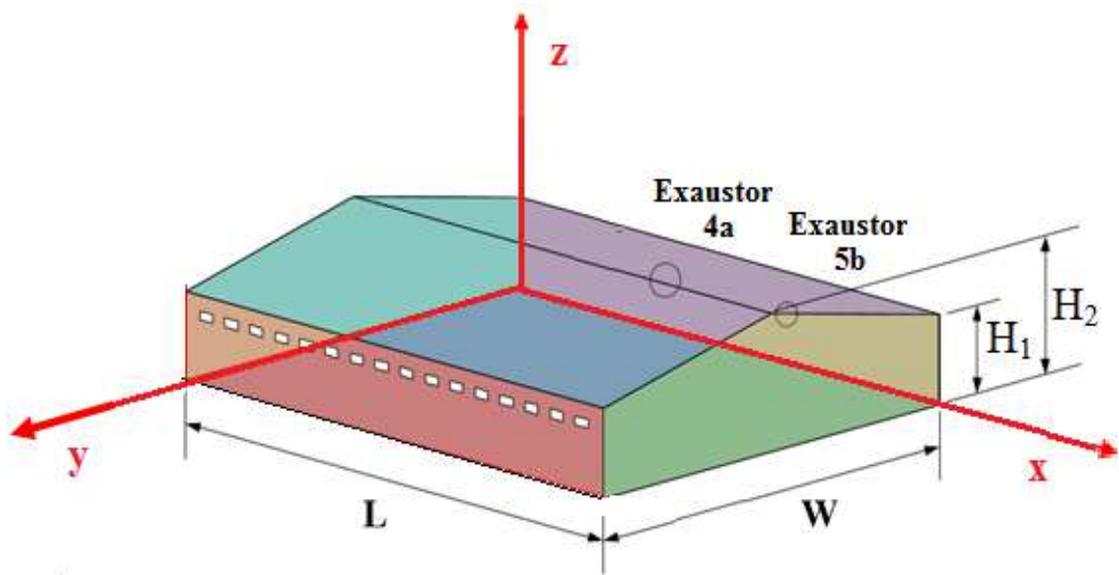
PATANKAR (1980) define o MVF como sendo a integração no espaço e no tempo da equação diferencial na forma conservativa em um dos volumes de controle.

4.2 MODELO FÍSICO

A geometria investigada neste trabalho segue os padrões do problema estudado experimentalmente e numericamente por BLANES-VIDAL *et al.* (2008). Ela consiste em um aviário comercial, o qual o ar entra horizontalmente por aberturas retangulares com mesmas dimensões, sendo 0,27x0,81 m cada, que estão próximas ao início da inclinação do telhado, a 1,80 m do piso, e a saída do ar é através de dois exaustores localizados na parede oposta.

O aviário é composto de três compartimentos, com um total de 9 exaustores e 56 aberturas de entrada de ar, porém o estudo focou-se apenas no compartimento central usando simetria em dois contornos, esse ambiente possui dois exaustores, sendo eles: exaustor maior (4a) tem diâmetro de 0,63 m (Modelo Euroemme EM50-1.5 CV) e taxa de ventilação de 36,0 m³h⁻¹ e o exaustor menor (5b) tem um diâmetro de 0,32 m (Modelo FC 063-0.7 kW) e taxa de ventilação de 10,5 m³h⁻¹, e 14 aberturas para a entrada de ar, conforme ilustrado na Figura 14 mostra em uma representação esquemática desta geometria, onde as dimensões são as seguintes: L=17,60 m, W=15,00 m, H₁=2,36 m e H₂=3,94 m.

Figura 14 – Domínio computacional. Fonte: Lopes, 2015.



No presente trabalho, as simulações de CFD foram conduzidas com a geometria original, apenas não foi considerada a taxa de ventilação dos exaustores, então se aplicou apenas uma velocidade de entrada de 4 ms^{-1} e considerando 0 Pa de pressão nas saídas, com o intuito de comparar com os dados obtidos por BLANES-VIDAL *et al.* (2008) e LOPES (2015).

Para efeitos de simplificação as paredes que fazem divisa com os outros compartimentos do aviário foram consideradas simétricas.

4.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno ou de fronteira fecham o sistema de equações relacionadas ao escoamento nos limites do domínio de solução. A condição de entrada (*Inlet*) pode ser definida de diferentes maneiras, no CFX é possível definir valores para a vazão mássica, para a velocidade ou para a pressão. No presente trabalho adotou-se a segunda condição, onde para a validação do estudo foi utilizada uma velocidade, na direção *y*, de 4 ms^{-1} . A seguir uma velocidade que proporciona uma circulação de ar propícia para pintos, visando um ambiente com uma circulação de ar adequada para frangos com meia idade e prontos para o abate aplicou-se uma velocidade de entrada de ar, na direção *y*, de 5 e 10 ms^{-1} , respectivamente.

O modelo de transferência de calor disponível no Ansys® CFX versão 14.5 adequado para baixas velocidades é o *Thermal Energy* e por isso ele foi empregado para resolver a equação do balanço de energia neste estado.

O modelo de turbulência empregado para o trabalho em questão foi SST $k-\omega$, o qual exigiu uma discretização mais refinada nas regiões próximas a parede.

É comum adotar o valor típico de 5% para a intensidade turbulenta nesta entrada, supondo que o escoamento que entra no domínio é imediatamente perturbado. Foram feitos testes neste trabalho com três condições diferentes para k_0 e w_0 , no entanto tais valores não interferem na convergência do escoamento.

A condição de saída (*Outlet*) é a condição de contorno que define a magnitude, direção e sentido do fluido que sai do domínio. Ela é restrita às regiões afastadas de recirculações e gradientes adversos de pressão, ou seja, superfícies sem retorno de fluido. No CFX, caso durante uma simulação ocorra a possibilidade de entrada de fluido por uma superfície definida como saída o código irá impor uma parede artificial na área onde ocorreria a entrada, bloqueando o fluido. Isto impõe uma restrição inconsistente com a física do problema, e deve ser evitado. Em alguns casos, como o do presente trabalho, é inevitável que se tenha entrada e saída de fluido por duas fronteiras, para estes casos a condição de contorno abertura (*Opening*) é recomendada. Mesmo essa condição sendo menos robusta, numericamente, do que a condição de saída houve a necessidade de aplicar para o presente trabalho, condições de pressão relativa nula na saída (em ambos os exaustores).

A condição de contorno de parede (*Wall*) define fronteiras pelas quais ocorrem interações do escoamento com superfícies sólidas. Esta condição pode ser definida como sem escorregamento - velocidade tangencial igual à zero na interface sólido/fluido - ou com escorregamento - sem restrição à velocidade tangencial na interface.

A condição de simetria (*Symmetry*) é atribuída o valor zero aos gradientes das grandezas do escoamento normais ao plano de simetria. Essa condição reduz o domínio da solução, isto é, a malha numérica e, desta forma, reduz o custo computacional da simulação. Essa condição foi utilizada em $x=0$ e $x=L$.

O problema foi tratado como sendo não isotérmico, assim sendo, utilizou-se as temperaturas prescritas na Tabela 7, e 25 °C como temperatura de entrada.

Tabela 7– Condições de contorno obtidas experimentalmente por Blanes-Vidal *et al.* (2008).

Posição	Temperatura [°C]
Piso ($z=0$)	26,0
Teto próximo à entrada ($0 \leq y \leq W/2$ e $H1 \leq z \leq H2$)	26,1
Teto próximo à saída ($W/2 \leq y \leq W$ e $H1 \leq z \leq H2$)	26,7
Parede entrada ($y=0$)	27,8
Parede saída ($y=W$)	27,9

Após a validação do problema proposto por BLANES-VIDAL *et al.* (2008) neste trabalho foi estudado a influência da prescrição de fluxo de calor no piso do aviário. Assim optou-se pela aplicação da Equação 2.4 estudada por XIN *et al.* (2001) a qual nos auxilia a encontrar a prescrição de fluxo de calor para cada fase de vida do frango conforme apresentada na Tabela 8. A quantidade de luz no ambiente adotada é 100% de claridade e uma densidade de 13,3 aves/m², mesma utilizada por BIANCHI (2013).

Tabela 8 – Prescrição de fluxo de calor conforme o tempo de vida do frango. Fonte: Xin *et al.*, 2001.

	Idade [Dias]	Temperatura T_{db} [°C]	Massa M [kg]	THP(W/kg)	Prescrição de fluxo de calor q_{total} [Wm⁻²]
Pinto	0-7	31,0	0,5	5,8	38
Frango ½ idade	8-20	28,5	1,5	5,4	108
Frango adulto	21-35	26,5	2,5	5,6	285

CAPÍTULO 5. VALIDAÇÃO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, são apresentados os resultados obtidos através das simulações numéricas validando com dados do avião estudado por BLANES-VIDAL *et al.* (2008) aplicando o modelo de turbulência SST k- ω , sendo o número de Reynolds ($Re = \rho V l / \mu$) é aproximadamente 212.000 na entrada, o qual é calculado com as seguintes considerações: velocidade do ar na entrada de $V = 4 \text{ ms}^{-1}$ e largura de entrada de $l = 0,81 \text{ m}$, massa específica e viscosidade do ar obtido de acordo o valor da temperatura na entrada no ambiente.

Este capítulo está dividido em quatro seções. A primeira seção é esta breve introdução. A segunda seção apresenta um estudo de refino de malhas. Nas seções 3 a 5 serão apresentados, respectivamente, descrição do problema estudado mostrando os perfis de velocidade obtidos, linhas de função corrente e perfis de temperaturas e isothermas, já que o problema é não isotérmico, apesar da temperatura predominante no domínio ser a prescrita na entrada (25°C) não havendo variação significativa da mesma, em um primeiro momento.

5.2 ESTUDO DE MALHAS

A geração de malhas consiste na decomposição do volume total do ambiente em elementos formados por volumes menores, aos quais são aplicados os métodos de volumes finitos para resolver sistemas de equações lineares. Esta etapa foi realizada com o auxílio do ICEM[®], um gerador de malhas de alta qualidade que disponibiliza diversos modos de criação da malha. Neste trabalho optou-se por uma malha não estruturada com elementos tetraédricos no interior do domínio, enquanto os elementos próximos a parede são os prismáticos para que se tenha um maior refino da malha.

Foram construídas três malhas e para a construção dessas malhas foi utilizado à razão de refino que segue

$$q_{rf} = \left(\frac{N_f}{N_g} \right)^{\frac{1}{D}} \quad (5.1)$$

onde N_f e N_g representam, respectivamente, o número de elementos das malhas fina e grosseira e D é a dimensão espacial do problema que pode ser 1 (caso unidimensional), 2 (caso bidimensional) ou 3 (caso tridimensional).

A Equação (5.1) é aplicada a malhas irregulares (não-uniformes, não-ortogonais e não-estruturadas) foi definida pelos autores ROACHE (1994) e CELIK (2004). A importância da geração da malha consiste em ser um parâmetro que afeta a estimativa do erro de discretização feita pelos estimadores mais empregados na literatura. As malhas irregulares são as utilizadas com maior frequência na obtenção de soluções numéricas principalmente quando as geometrias são complexas. De certo modo a geometria do aviário não tem um alto grau de complexidade, porém existe o teto com uma inclinação e as saídas de ar feito através de um domínio em formato circular, logo a geração de malhas estruturadas necessitaria da criação de vários subdomínios no interior do aviário. Assim, optou-se pela geração de malhas não-estruturadas pela praticidade. A razão de refino deste trabalho foi aplicada na ordem de 8 semelhantes à usada para malhas estruturadas.

Para se conseguir construir as malhas utilizou-se como parâmetro o tamanho máximo de elementos, fator de escala, altura do primeiro nó a parede, taxa de expansão e número de camadas como apresentado na Tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros para o modelamento das malhas utilizadas para o trabalho.

Malha	Tamanho máximo de elemento	Fator de escala	Altura do primeiro nó [m]	Taxa de expansão	Número de camadas
Grosseira	380	1,4	0,067	1,6	18
Intermediária	280	1,4	0,067	1,25	34
Refinada	128	1,2	0,067	1,11	64

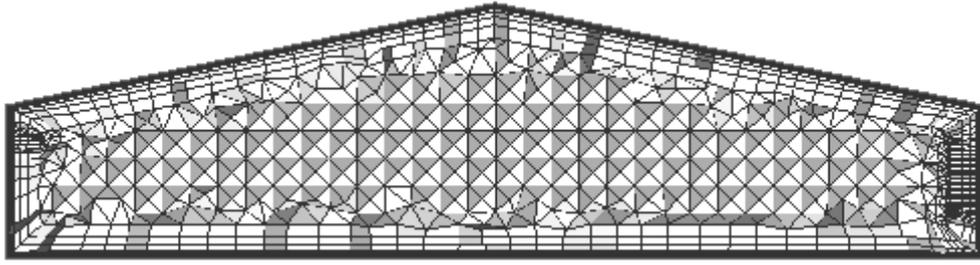
A malha próxima a parede foi definida com o objetivo a atender o y^+ adequado conforme apresentado na seção 3.6, e com isso foram feitos vários testes.

As vistas internas dessas malhas, em três planos distintos, são apresentadas nas Figuras 15 a 17, respectivamente, para as malhas grosseira, intermediária e refinada. Nas Figuras 15 a 17 detalham o refino onde é possível notar o aumento no número de camadas

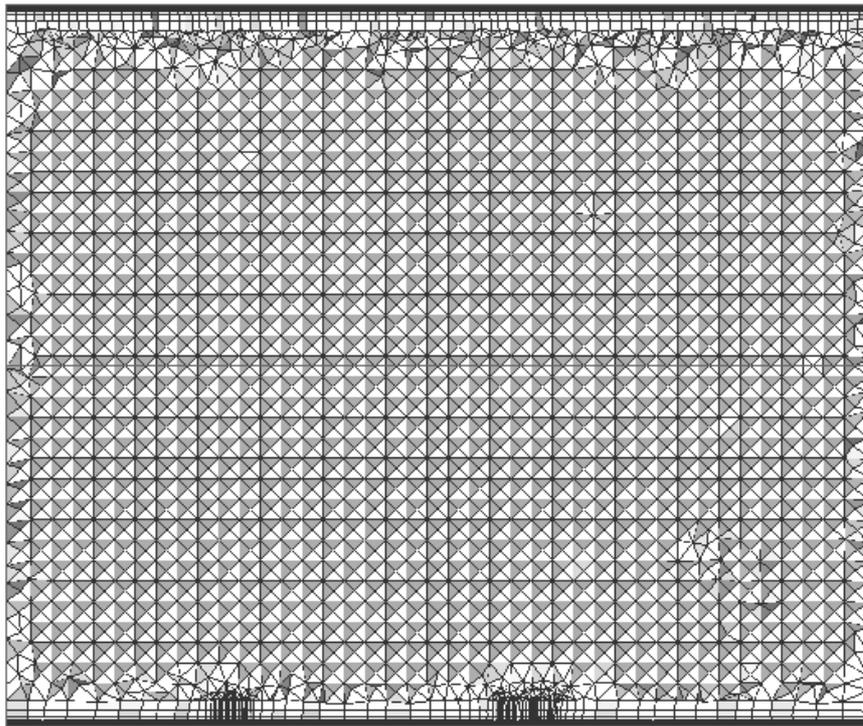
próximo a parede com o refino das malhas além do aumento de elementos na parte interna do domínio total.

Figura 15 – Vista interna da malha grosseira para o aviário de BLANES-VIDAL *et al.* (2008), modelo SST $k - \omega$, nos seguintes planos: (a) $x=7$ m, (b) $y=1,18$ m e $z=7,5$ m.

(a)



(b)



(c)

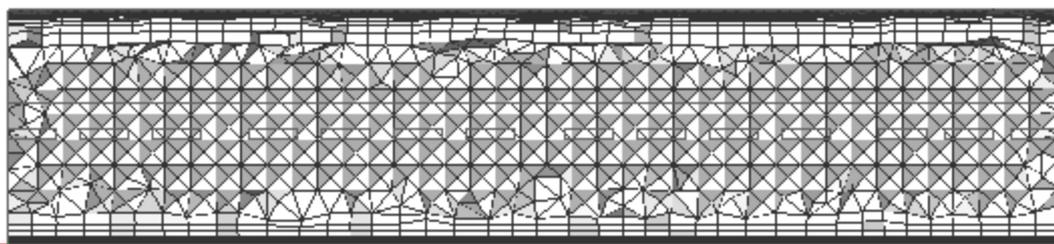
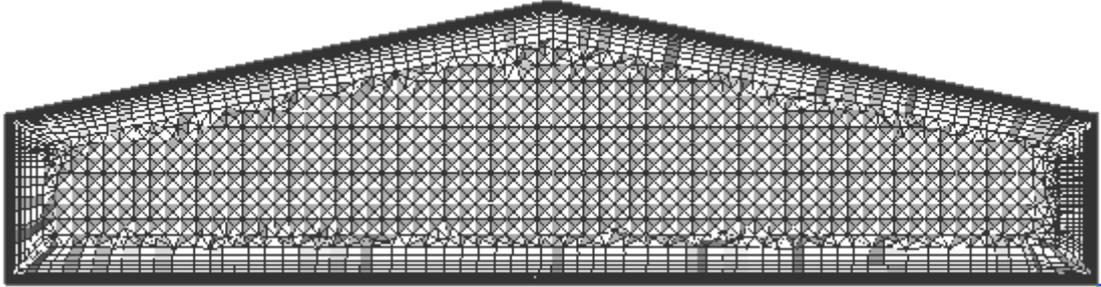
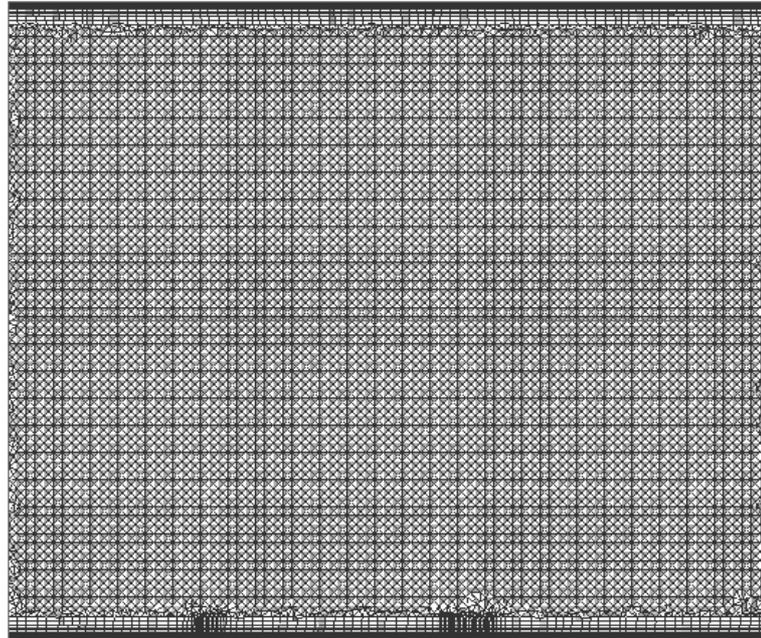


Figura 16 – Vista interna da malha intermediária para o aviário de BLANES-VIDAL *et al.* (2008), modelo SST $k - \omega$, nos seguintes planos: (a) $x=7$ m, (b) $y=1,18$ m e $z=7,5$ m

(a)



(b)



(c)

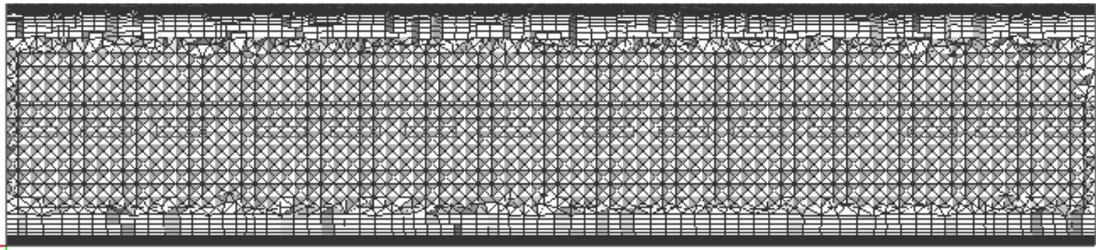
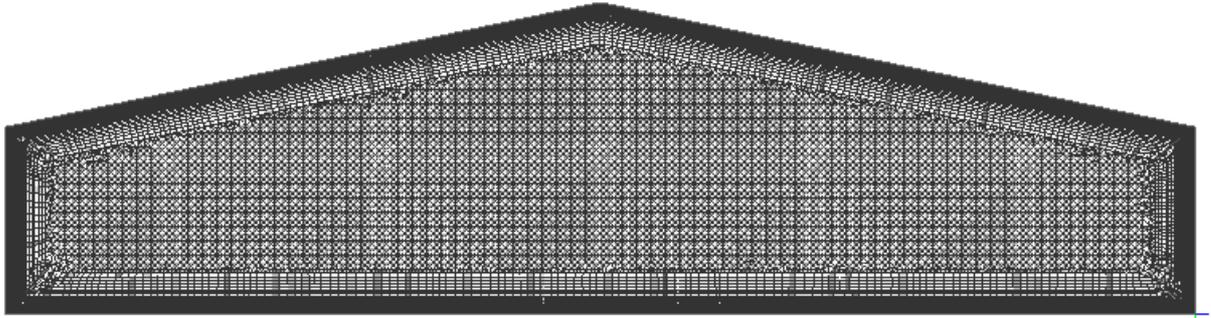
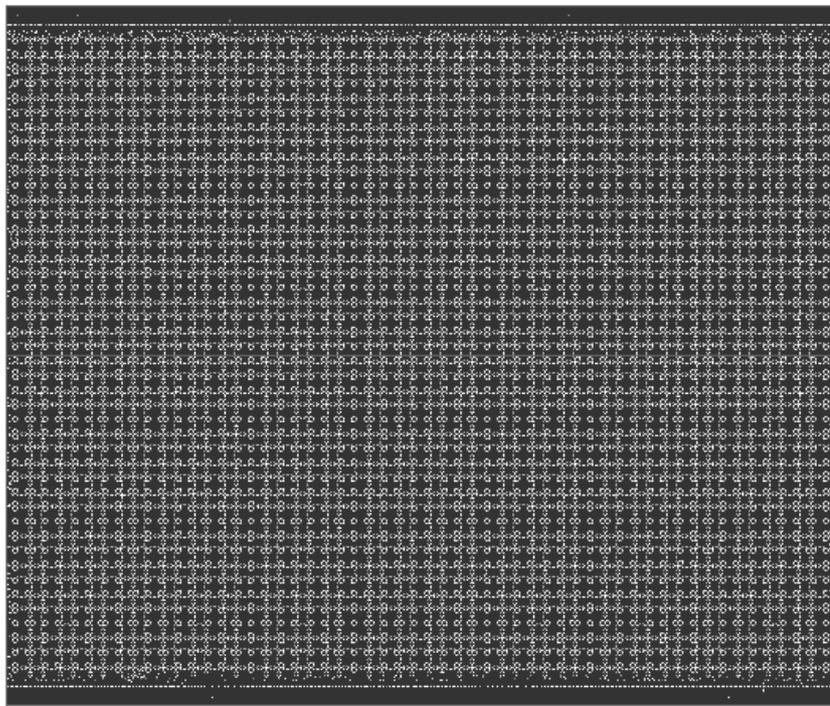


Figura 17 – Vista interna da malha refinada para o aviário de BLANES-VIDAL *et al.* (2008), modelo SST $k - \omega$, nos seguintes planos: (a) $x=7$ m, (b) $y=1,18$ m e $z=7,5$ m.

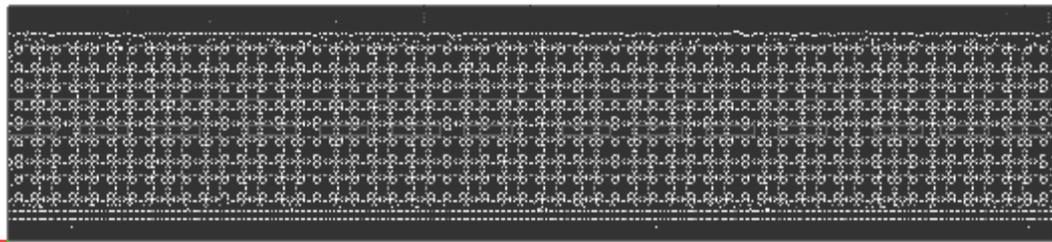
(a)



(b)

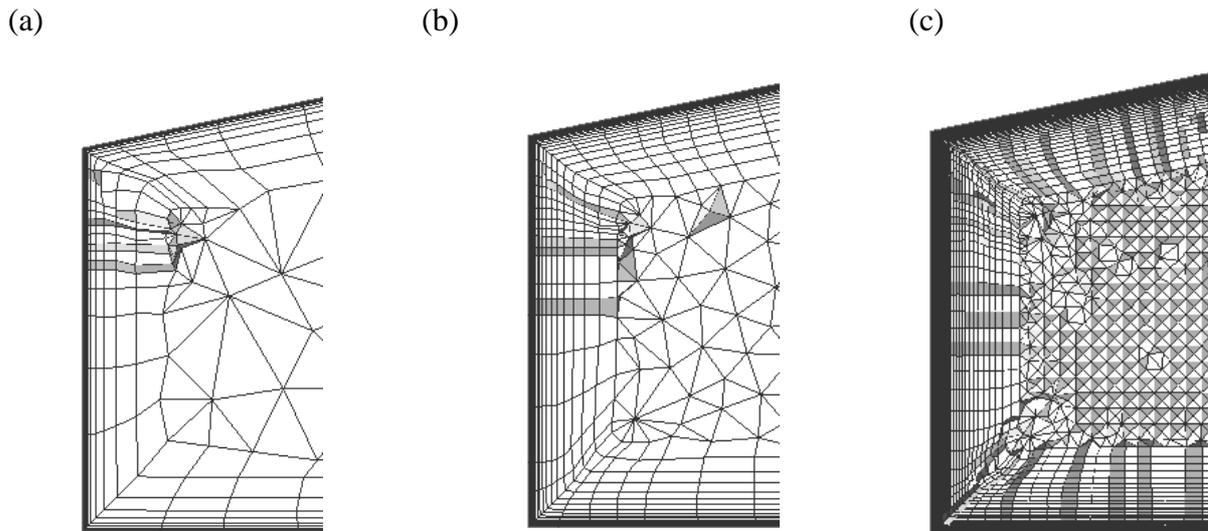


(c)



A Figura 18 foi construída para ilustrar que para a simulação computacional ter maior êxito foi preciso refinar a malha na região das paredes, sendo necessário assim, aumentar o número de tetraedros para melhorar a acurácia dos resultados.

Figura 18 – Vista do refino das malhas próximo as paredes para o aviário de BLANES-VIDAL *et al.* (2008), modelo SST $k - \omega$. (a) Malha Grosseira, (b) Malha Intermediária e (c) Malha Refinada.



A Tabela 10 apresenta as informações das malhas numéricas para os casos estudados. A razão de refino utilizada foi $q=2$, da malha grosseira para a intermediária e da intermediária para a refinada e o critério de convergência empregado foi $RMS \leq 10^{-4}$ para a equação da energia e $RMS \leq 10^{-5}$ para as demais equações governantes.

Tabela 10 – Características numéricas do problema simulado.

Malha	Número de elementos	Número de nós	y^+ médio	y^+ máximo
Grossa	381.658	151.910	0,273	4,56
Intermediária	1.925.973	718.990	0,213	4,65
Fina	19.224.522	6.678.110	0,201	4.74

Para obter uma boa qualidade da malha utilizaram-se dois critérios de avaliação da malha o *Quality*, que é o critério de qualidade de malha padrão do ICEM[®] do Ansys CFX versão 14.5, e o intervalo dos valores do y^+ adequado para o modelo de turbulência adotado no trabalho. O primeiro critério citado é mensurado de 0 a 1, onde quanto mais próximo a 1

significa que os elementos estão com ótima qualidade, ele é calculado conforme o tipo de elemento (Ansys® CFX, 2012). As Figuras 19, 20 e 21 apresentam o critério *Quality* avaliado para a malha grosseira, intermediária e refinada, respectivamente.

Figura 19 – Qualidade (*Quality*) em % da Malha Grosseira.

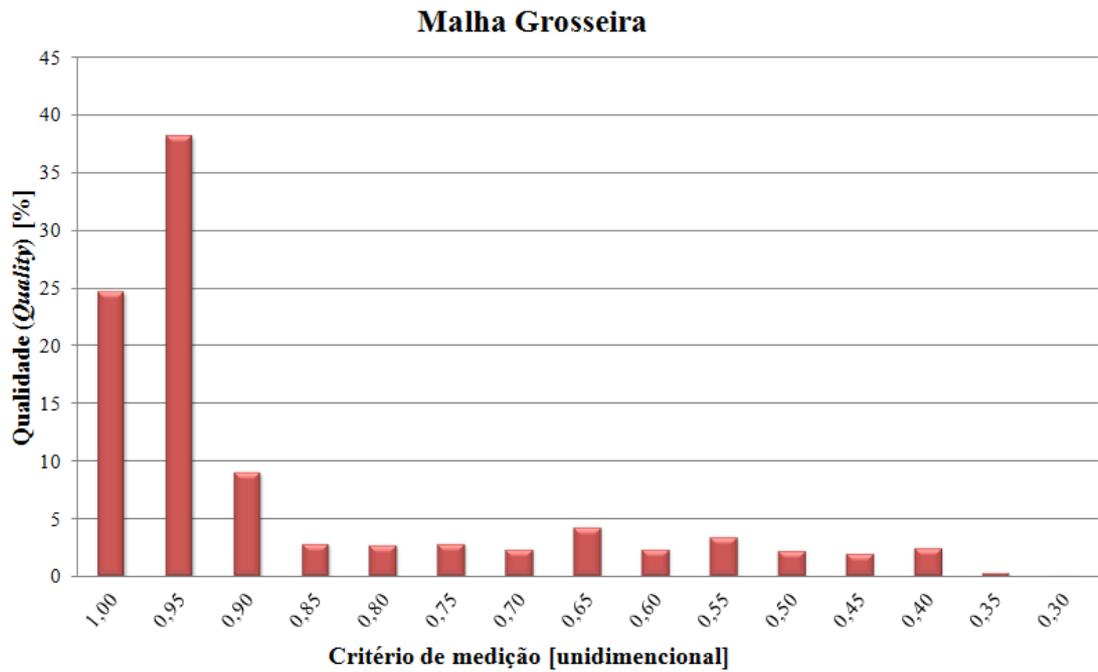


Figura 20 – Qualidade (*Quality*) em % da Malha Grosseira.

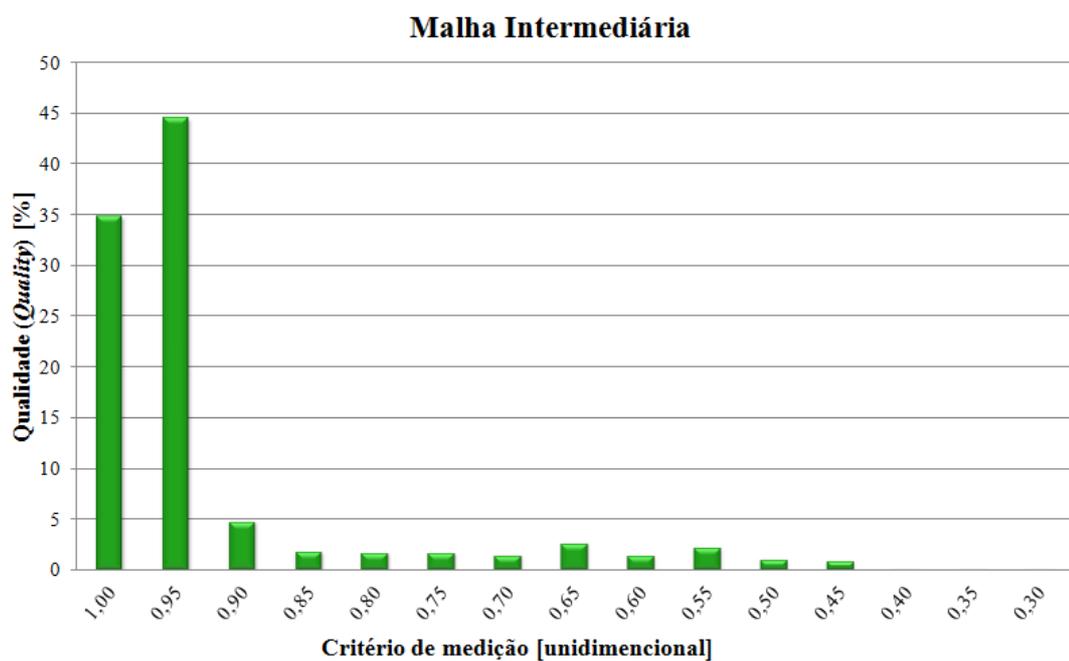
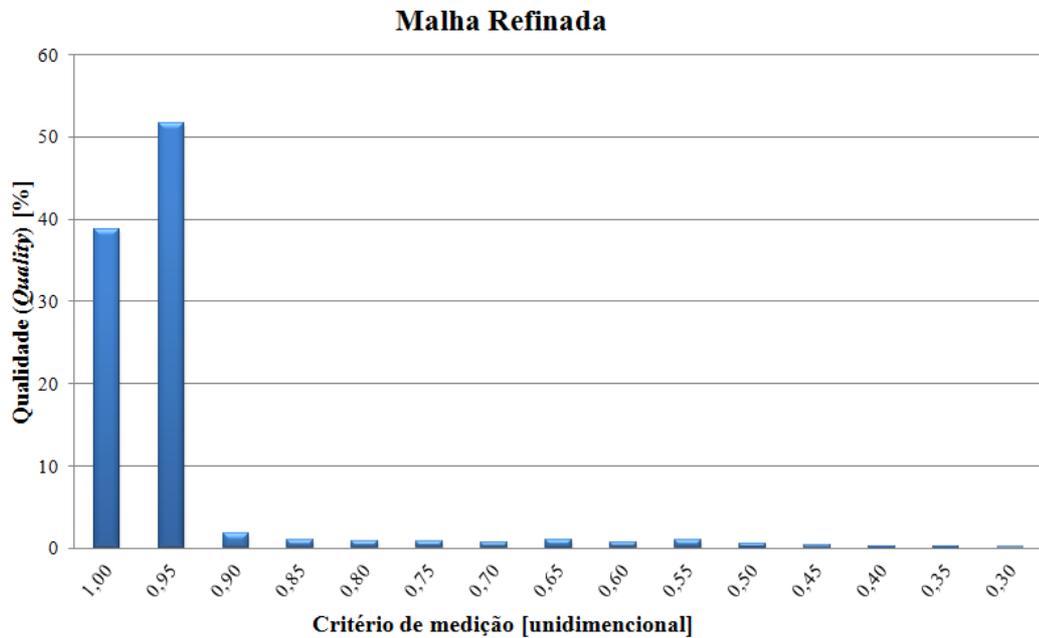


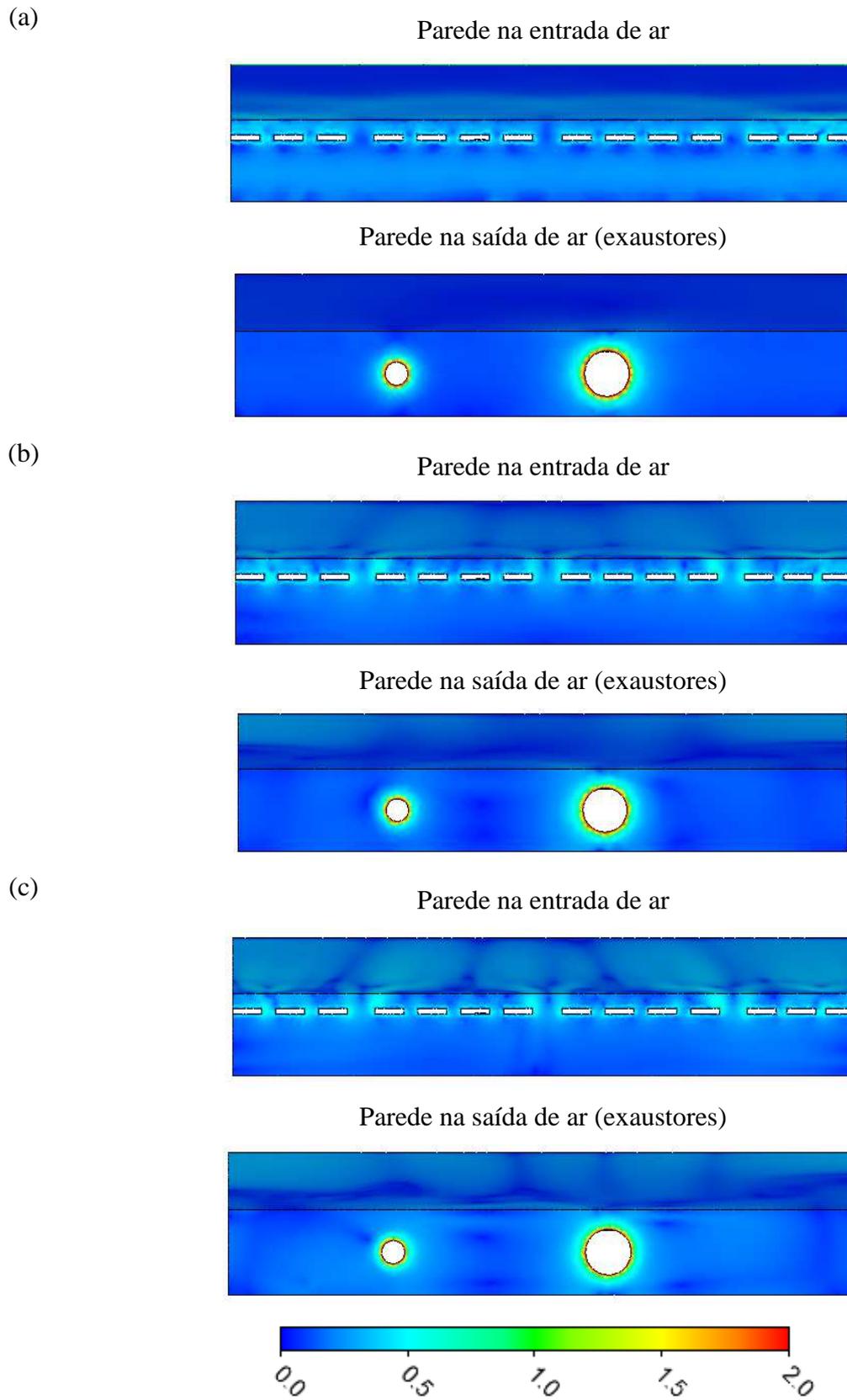
Figura 21 – Qualidade (*Quality*) em % da Malha Refinada.

A respeito do critério *Quality* apresentado nas Figuras 19 a 21 observa-se que a malha grosseira tem 63% dos elementos com $Quality \geq 0,9$, isto é, logo os resultados numéricos gerados pela malha possivelmente tenham uma qualidade inferior. Enquanto que para a malha intermediária e refinada, esta razão aumenta para 79% e 91%, respectivamente. Assim, são malhas com uma qualidade melhorada, podendo gerar resultados numéricos mais confiáveis.

A Figura 22 ilustra os campos de y^+ nas paredes na região de entrada e saída do domínio para as malhas estudadas. Os valores de y^+ adequados são apresentados na Tabela 6.

As regiões críticas são as localizadas próximas as regiões de entradas e saídas do ar, pois é nesses locais que se encontram as maiores velocidades. Como o y^+ é diretamente proporcional a tensão na parede, a qual depende da variação da velocidade neste local, então se encontram aí os maiores valores do y^+ , e conseqüentemente a necessidade de maior refino de malha. No piso e teto os valores do y^+ são praticamente constantes porque a velocidade do ar é baixa e a malha possui um bom refino.

Lembrando que o valor da função parede diminui com o refinamento da malha. Neste estudo os valores encontrados para y^+ são aceitáveis para o modelo SST $k - \omega$, devido aos valores médios ficarem dentro do intervalo exigido.

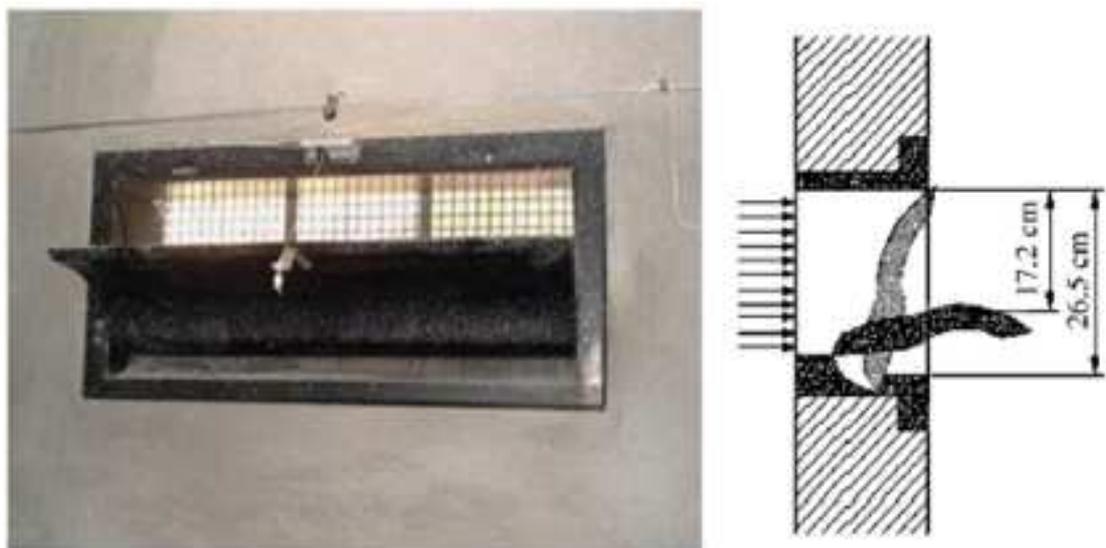
Figura 22 – Campos de y^+ para as malhas: (a) Grosseira, (b) Intermediária e (c) Refinada.

5.3 ANALOGIA ENTRE A VELOCIDADE DO AR EXPERIMENTAL E SIMULADO

O primeiro passo na análise dos dados obtidos neste trabalho é avaliar a incerteza do modelo numérico, através da comparação dos resultados numéricos com os dados experimentais, o que chamamos de validação. Nesta seção é apresentada a comparação entre os resultados numéricos obtidos neste estudo, utilizando o modelo de turbulência SST $k-\omega$, com os resultados obtidos experimentalmente em um aviário estudado por BLANES-VIDAL *et al.* (2007). Esta configuração foi utilizada para a realização do teste de sensibilidade da malha (apresentado na seção 5.2), que determinou o tamanho adequado da malha a ser utilizada neste estudo.

BLANES-VIDAL *et al.* (2007) estudaram experimentalmente um aviário, conforme descrito na seção 4.2. As medições foram compostas de velocidade do ar, temperatura do ar e da parede (T) e pressão diferencial (DP). As condições adotadas no experimento foram aquelas quando as temperaturas de pico (temperaturas máximas) são alcançadas durante o verão, ou seja, quando o funcionamento dos ventiladores 4a e 5b e slots de entrada de 17,2 centímetros de largura são usados (Figura 23).

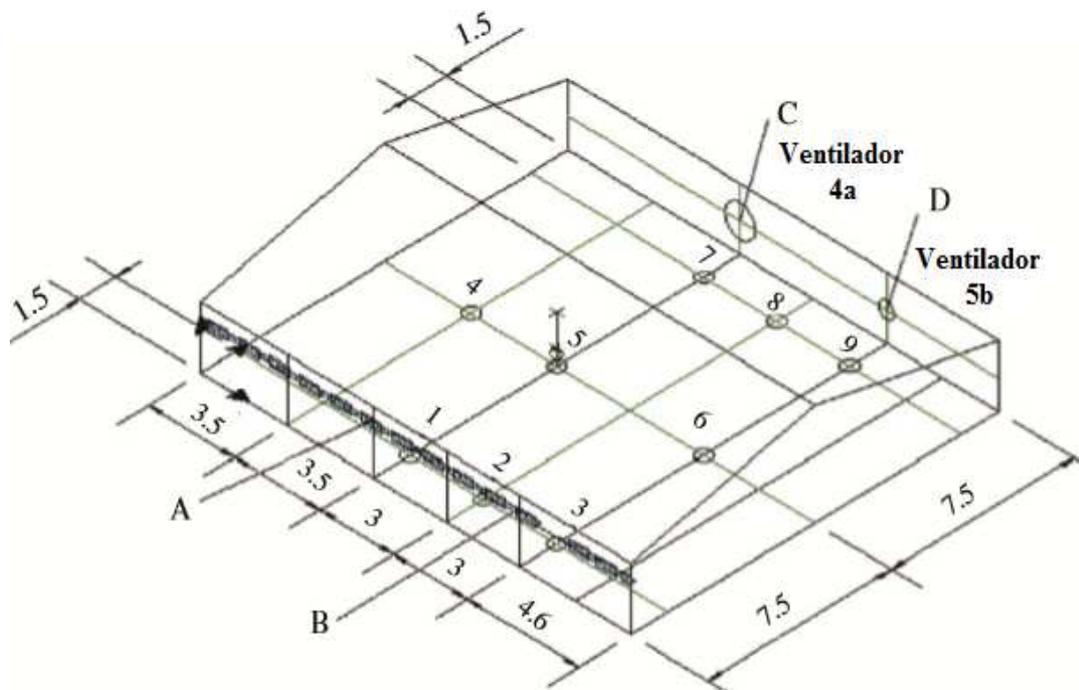
Figura 23 – Janela de entrada de ar e esquema representativo de abertura (17,2 cm) utilizado para os testes experimentais. Fonte: Blanes-Vidal *et al.* (2008).



Os pontos A e B apresentados na Figura 24 são os locais de medição da velocidade do ar e temperatura naquele trabalho experimental. Enquanto os pontos C e D, na mesma figura, são

as posições onde foram medidas as temperaturas e pressão diferencial nos exaustores, através de um sistema computacional de aferição e medição. Todos estes sensores permaneceram fixos nestes locais durante o experimento, a fim de detectar possíveis alterações relevantes nas condições experimentais durante o processo de medição.

Figura 24- Pontos de medição e local dos testes na entrada e na saída (pontos A, B, C e D) e localização da distribuição dos pontos de medições experimentais (localizados de 1 a 9) com sensores em três alturas: 0,2, 0,6 e 2 metros (dimensões em metros). Fonte: Blanes-Vidal *et al.* 2008).



No interior do aviário foram colocados três sensores de velocidade do ar e três sensores de temperatura do ar em cada ponto de medição (de 1 ao 9) deixando-os por 6 minutos em cada local para a aquisição dos dados, no total foram monitorados 26 pontos. Foram colocados pares, em um mastro móvel em três alturas: a primeira altura ocupada pelos animais (0,2 m); a segunda é o nível no qual os sensores da temperatura do ar são geralmente localizados (0,6 m); e por fim a terceira altura onde se espera que as velocidades sejam mais elevadas, por estarem próximas as entradas de ar (2 m).

A partir dos resultados obtidos por BLANES-VIDAL *et al.* (2008) e por LOPES (2015), neste trabalho foi aplicado o modelo de turbulência SST $k - \omega$, comparando os resultados obtidos por aqueles autores. O tempo computacional utilizado para as simulações numéricas foi de aproximadamente 8 horas para a malha grosseira, 30 horas para a malha intermediária e 64 horas para a malha refinada, usando um computador i5 com 6Gb de memória RAM.

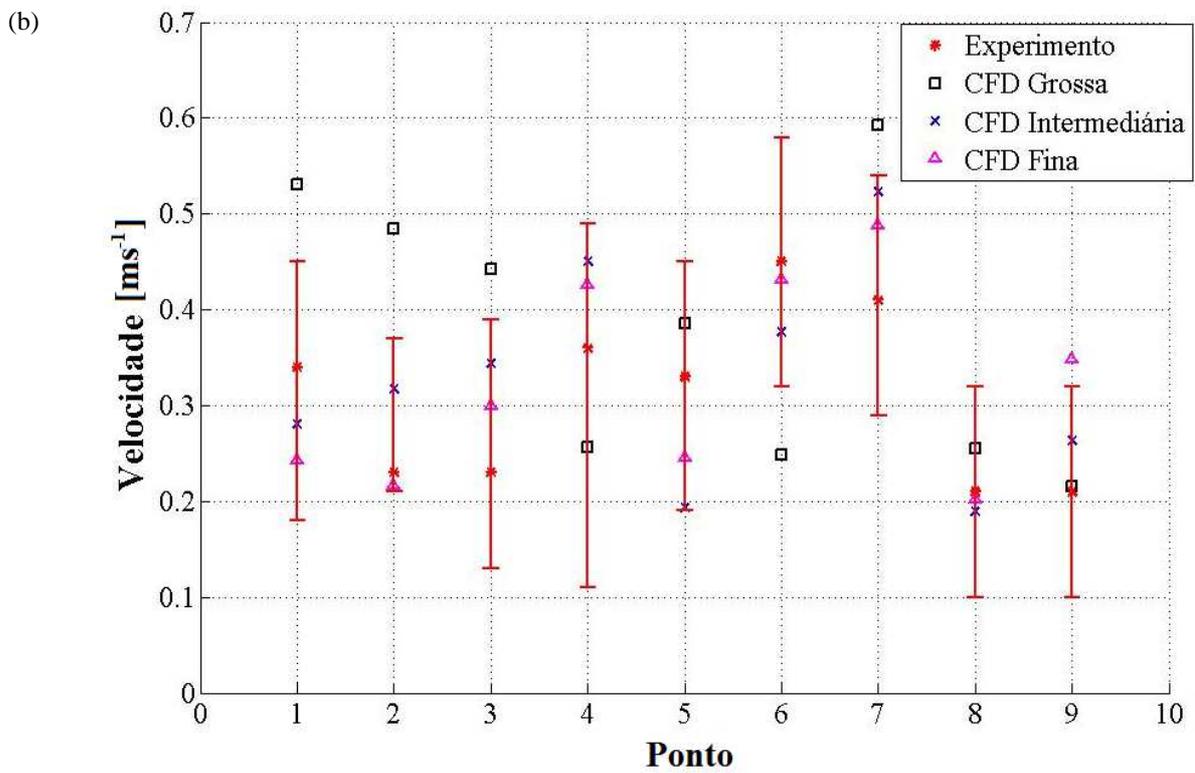
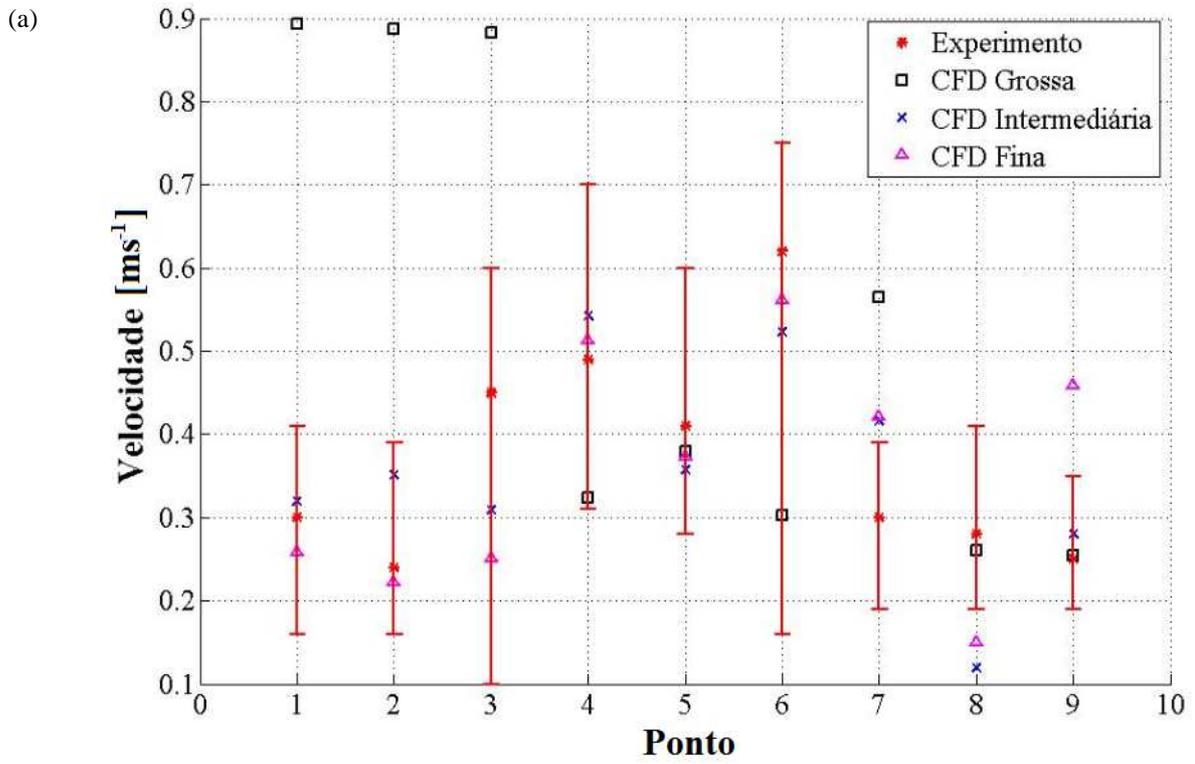
Sabe-se que o tempo de simulação computacional utilizado depende não apenas da capacidade do computador utilizado, mas também do refino da malha e do tipo de interpolação escolhido na simulação numérica (*High Resolution*). Vale destacar que foram construídas outras malhas testes antes de chegar à configuração apresentada nesse trabalho. As malhas ilustradas aqui foram as que apresentaram a convergência e precisão numérica com um padrão aceitável.

Na Figura 24 é apresentada a validação da malha, em 27 pontos, usando perfis de velocidade para avaliar o grau de independência de malha do problema. Estes pontos encontram-se no mesmo posicionamento que BLANES-VIDAL *et al.* (2008). Os resultados obtidos estão de acordo com o esperado, os pontos da malha grosseira estão mais distantes dos pontos da malha intermediária que por outro lado tem solução mais próxima da malha refinada.

Observe que para a malha grosseira cerca de 14 pontos dos 27 pontos propostos por BLANES-VIDAL *et al.* (2008) ficaram dentro da dispersão, para a malha intermediária esta razão se eleva para 21/27 e, por sua vez, com a malha refinada tem-se uma razão de 22/27 (Figura 25). Esse resultado nos mostra que a diferença entre a malha intermediária e refinada são insignificantes, fazendo com que seja utilizada a malha intermediária para continuação do trabalho, ou seja, para o estudo da influência da prescrição de fluxo de calor prescrita no piso do aviário no comportamento térmico e fluidodinâmico no interior do aviário. Optando-se por esta malha será reduzido o esforço computacional e o tempo das simulações.

As três malhas apresentaram bons resultados nas posições $y=0,2$ m e $y=0,6$ m. Porém, na posição $y=2,0$ m os resultados deixaram a desejar, principalmente no ponto 1, o qual apresentou o maior erro absoluto (Tabelas 11, 12 e 13). Esse ponto está localizado a 0,1 m acima das passagens de ar ficando a uma distância da parede de 1,5 m. Não foi possível a redução desse erro por não ser fornecida no artigo referência a distância exata entre as entradas de ar.

Figura 25 - Perfis de velocidade: verificação das malhas para o modelo turbulento SST $k - \omega$ nas posições: $y=0,2\text{m}$ (a), $y=0,6\text{m}$ (b) e $y=2,0\text{m}$ (c).



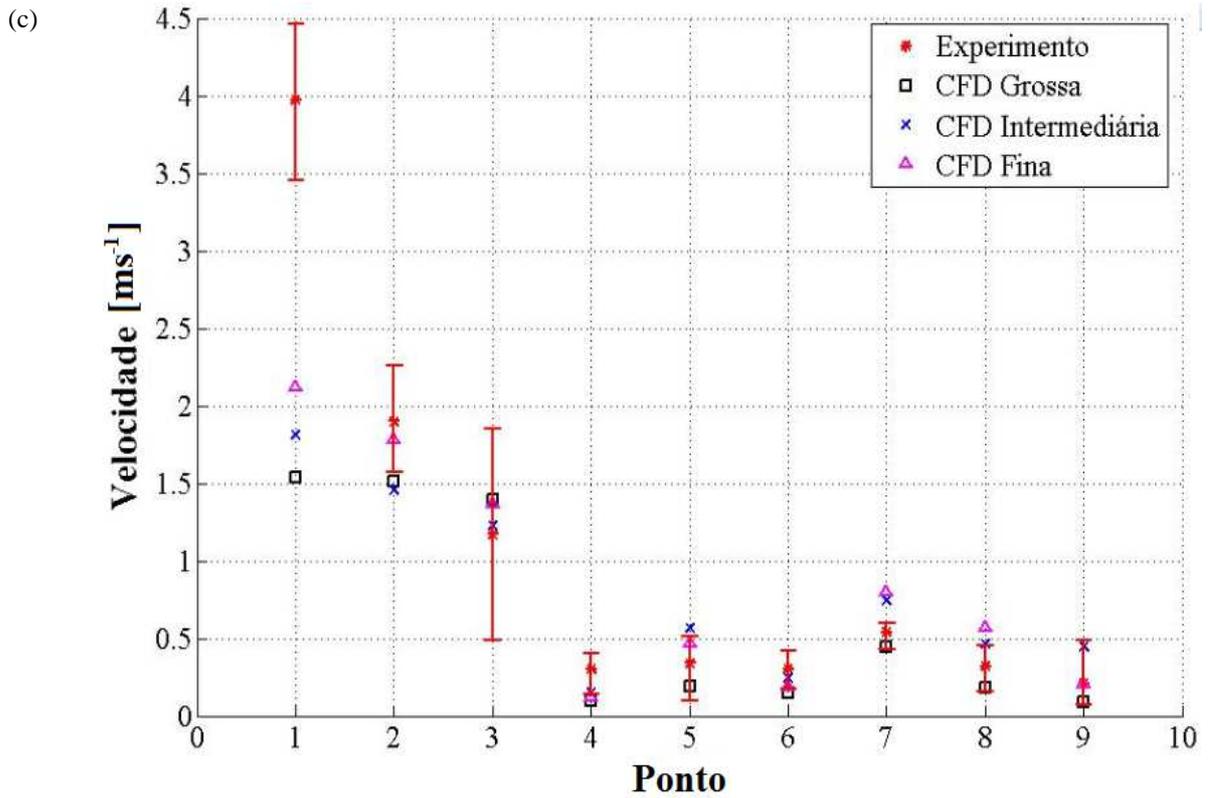


Tabela 11 – Erro absoluto (ms^{-1}) em $y=0,2$ m, $y=0,6$ m e $y = 2,0$ m, malha grosseira.

Ponto	SST k- ω		
	0,2 m	0,6 m	2,0 m
1	0,593	0,190	2,430
2	0,647	0,255	0,390
3	0,432	0,212	-0,220
4	0,167	0,104	0,200
5	0,031	0,056	0,152
6	0,318	0,201	0,155
7	0,265	0,183	0,094
8	0,020	0,045	0,134
9	0,004	0,005	0,125

Tabela 12 – Erro absoluto (ms^{-1}) em $y = 0,2 \text{ m}$, $y = 0,6 \text{ m}$ e $y = 2,0 \text{ m}$, malha intermediária.

Ponto	SST k-ω		
	0,2 m	0,6 m	2,0 m
1	0,019	0,059	2,160
2	0,112	0,087	0,440
3	0,141	0,114	0,060
4	0,052	0,090	0,151
5	0,053	0,137	0,230
6	0,097	0,073	0,053
7	0,116	0,113	0,202
8	0,161	0,021	0,147
9	0,030	0,054	0,234

Tabela 13 – Erro absoluto (ms^{-1}) em $y = 0,2 \text{ m}$, $y = 0,6 \text{ m}$ e $y = 2,0 \text{ m}$, malha refinada.

Ponto	SST k-ω		
	0,2 m	0,6 m	2,0 m
1	0,041	0,097	1,850
2	0,017	0,013	0,120
3	0,199	0,070	0,200
4	0,024	0,067	0,177
5	0,037	0,084	0,134
6	0,058	0,018	0,108
7	0,121	0,079	0,265
8	0,129	0,008	0,248
9	0,210	0,139	0,006

O cálculo do erro absoluto (EA) é feito através da diferença em valor absoluto dos valores numérico e experimental em cada posição do aviário, enquanto a Equação 5.2 utiliza o conceito do funcional S (BECK e ARNOLD, 1977) que é o somatório de todos os erros absolutos ao quadrado em cada posição do domínio.

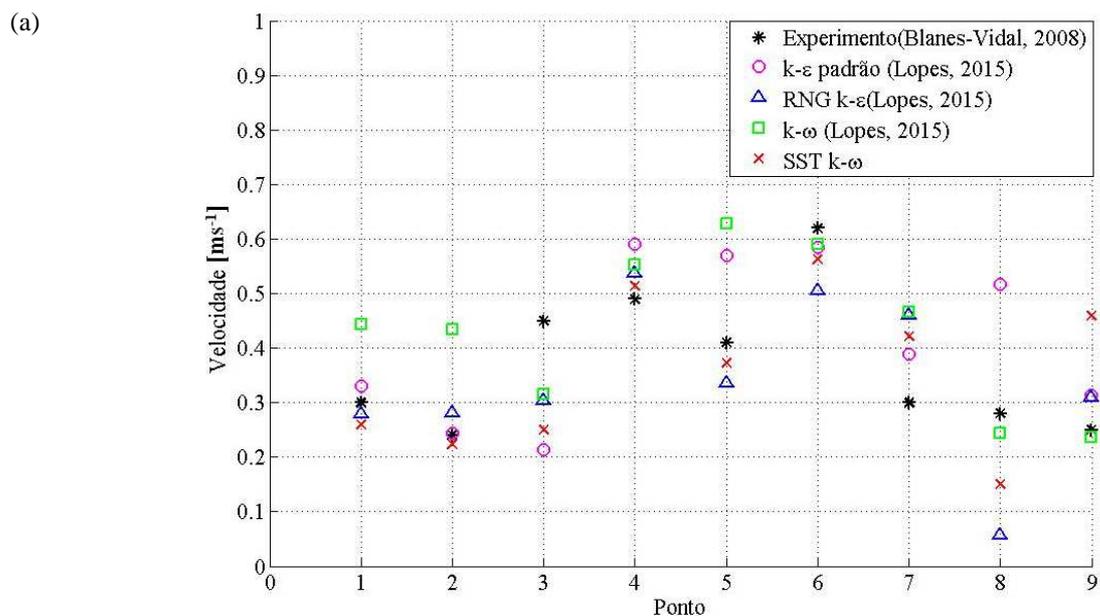
$$S = \sum_i EA_i^2 \quad (5.2)$$

Através dos resultados do cálculo do funcional S , vide Tabela 14, e apoiada pelos resultados numéricos da Figura 25, nota-se que a malha intermediária e a refinada são as que fornecem os melhores valores para este estudo de caso, porém como já explanado anteriormente, a malha intermediária é a que melhor se adéqua para avaliações futuras pela limitação do tempo computacional.

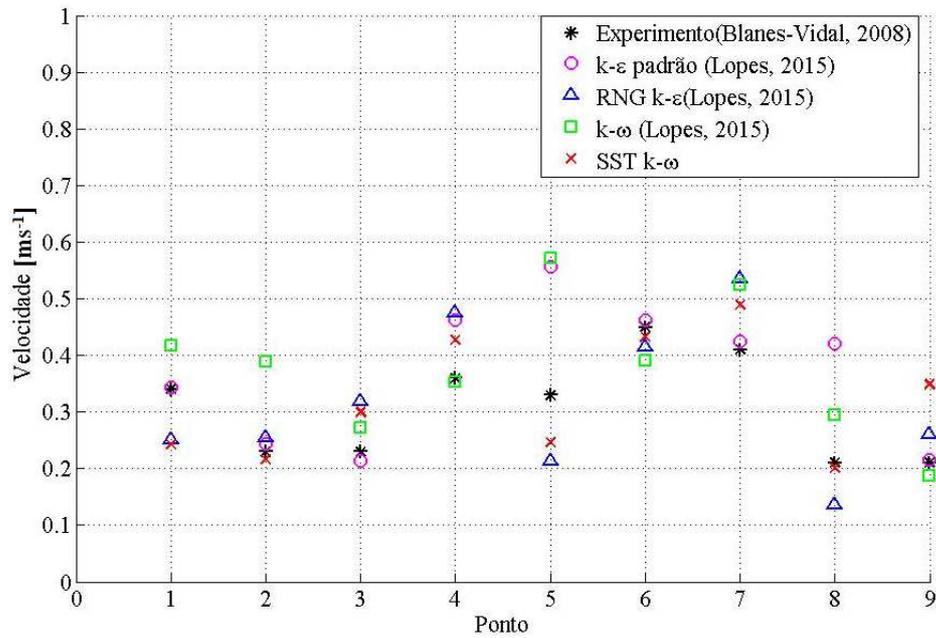
Tabela 14 – Cálculo do funcional S (m^2s^{-2}) para as diferentes malhas.

Modelo turbulento	Malha	Posição			S_{total}
		$y = 0,2m$	$y = 0,6m$	$y = 2,0$	
	Grossa	1,157	0,236	6,2351	7,629
SST k-ω	Intermediária	0,088	0,0724	5,0585	5,219
	Fina	0,1223	0,052	3,6696	3,844

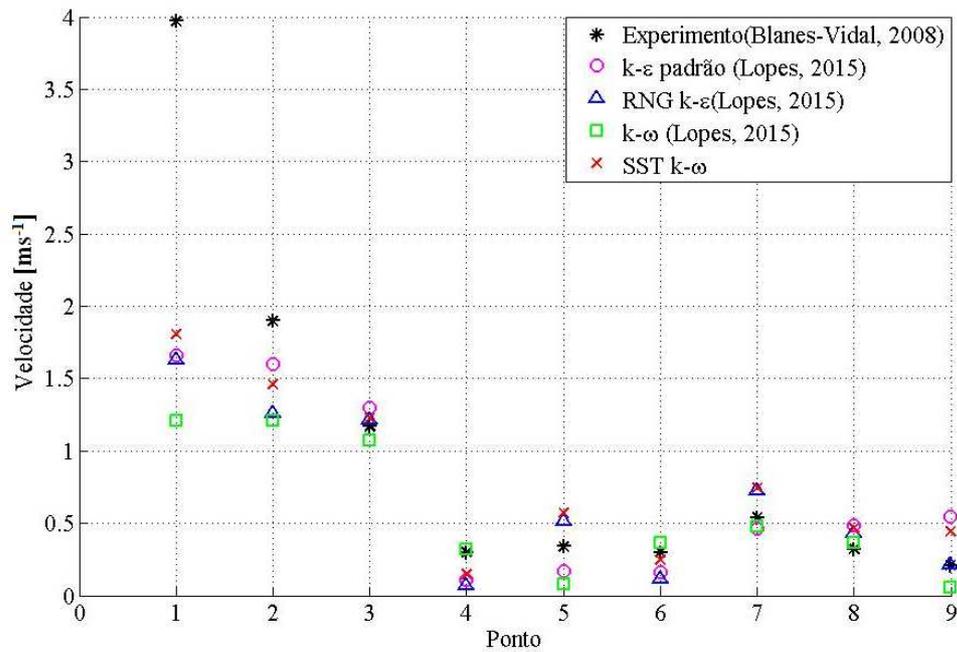
Figura 26 – Comparativo dos modelos turbulentos para validação nas posições: $y=0,2$ m (a), $y=0,6$ m (b) e $y=2,0$ m (c). Fonte: Lopes, 2015.



(b)



(c)



Fazendo uma análise com os resultados de LOPES (2015), observa-se que os resultados para o modelo turbulento $k - \varepsilon$ e RNG $k - \varepsilon$ cerca de 22/27 pontos ficaram dentro da dispersão dos dados experimentais, no entanto para o modelo turbulento $k - \omega$ esta razão reduziu para 17/27. Da mesma forma que para o modelo dessa dissertação (SST $k - \omega$), os três modelos apresentaram uma boa predição das velocidades nas posições $y=0,2$ m e $y=0,6$ m, enquanto na posição $y=2,0$ m ocorreu uma maior dispersão, como já esperado. A Figura 26 apresenta o comparativo dos modelos turbulentos apresentados por LOPES (2015), com o

modelo de turbulência SST $k - \omega$ e com o experimental encontrado em BLANES-VIDAL (2008).

Resultados do cálculo do funcional S para cada modelo turbulento apresentado por LOPES (2015) nas posições $y=0,2$ m, $y=0,6$ m e $y=2,0$ m encontra-se na Tabela 15.

Tabela 15 – Cálculo do funcional S (m^2s^{-2}) para os modelos turbulentos. Fonte: Lopes, 2015.

Modelo turbulento	Posição			S_{total}
	$y = 0,2m$	$y = 0,6m$	$y = 2,0$	
k-ϵ	0,162	0,107	5,674	5,943
RNG k-ϵ	0,123	0,069	6,053	6,245
k-ω	0,158	0,115	8,208	8,481

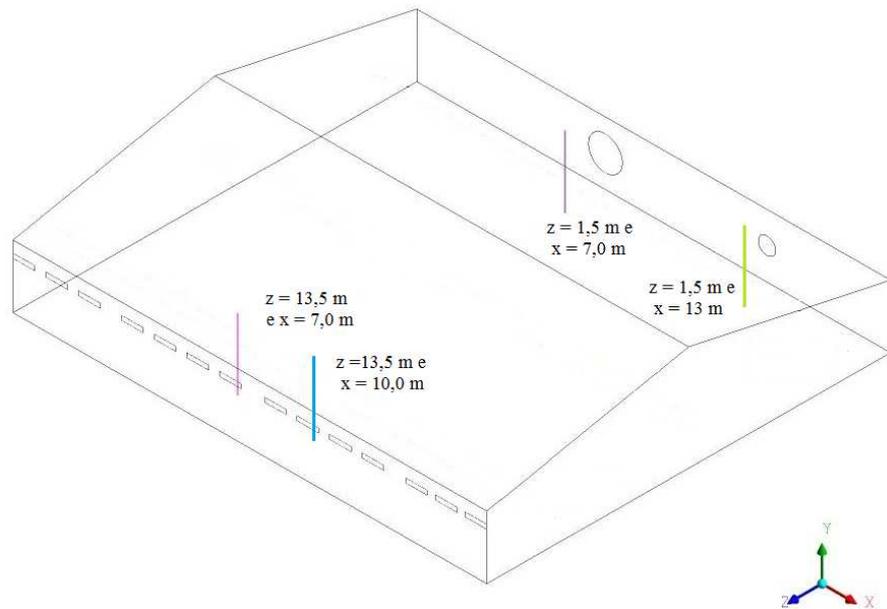
Analisando os valores funcionais S e os gráficos de validação desse documento e os do LOPES (2015), pode-se afirmar que o modelo turbulento SST $k - \omega$ é o que melhor se ajusta para o problema analisado, seguido do modelo turbulento $k - \epsilon$.

5.4 PERFIS DE VELOCIDADE

Foi decidido usar as linhas da Figura 27 para traçar perfis de velocidade que estabeleceram um comparativo entre as malhas avaliadas. Todas as linhas analisadas encontram-se na vertical, no plano XY. Duas das linhas escolhidas cortam o meio de cada exaustor nas seguintes posições: $z=1,5$ m / $x=7,0$ m e $z=1,5$ m / $x=13,0$ m. As outras duas linhas localizam-se na frente das entradas de ar sendo uma entre janelas ($z=13,5$ m / $x=7,0$ m) e outra no meio de uma entrada ($z=13,5$ m / $x=10,0$ m). As verificações das malhas são apresentadas nas Figuras 28 a 31, as quais mostram a comparação dos perfis de velocidade.

Verificou-se que a maioria das curvas das malhas intermediárias aproximou-se mais da solução das malhas refinadas, indicando o refino adequado das malhas (Figuras 28 a 31). Não foi observada significativa diferença entre esses perfis e, portanto, pode-se afirmar que as malhas foram verificadas e que não há necessidade de um maior grau de refinamento para obter uma solução melhor.

Figura 27 – Linhas de coletas de dados. Fonte: Autor, 2015.



Logo, devido ao tempo computacional, a melhor opção para a continuidade deste trabalho é utilizar a malha intermediária, a qual nos remeterá a resultados confiáveis de forma rápida.

Figura 28 - Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=1,5\text{m}$ e $x=7,0\text{m}$

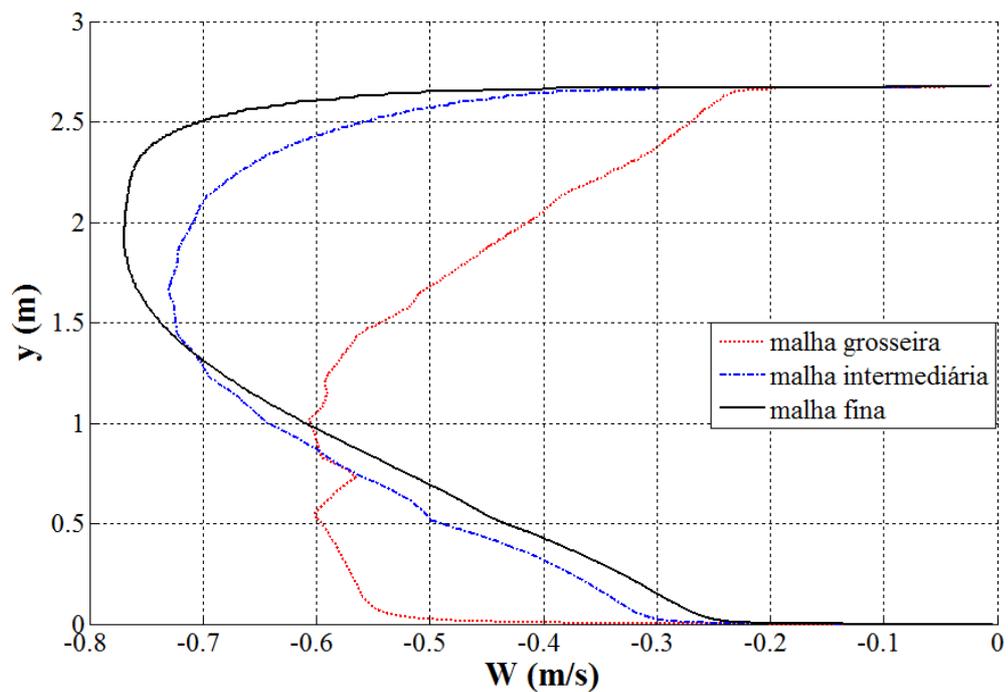


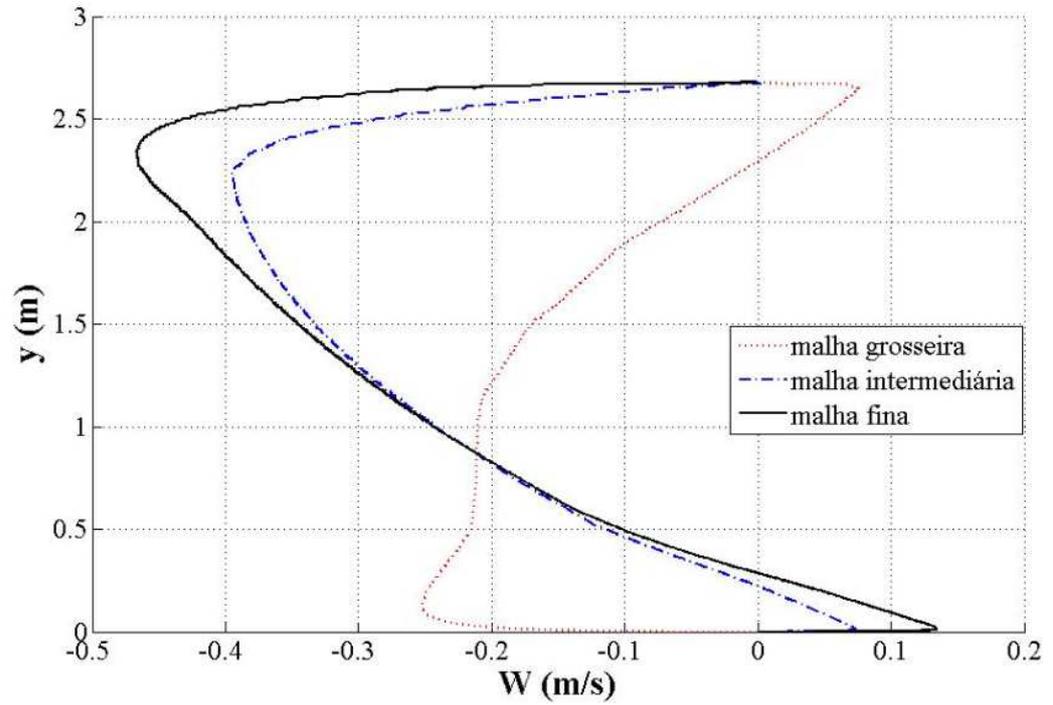
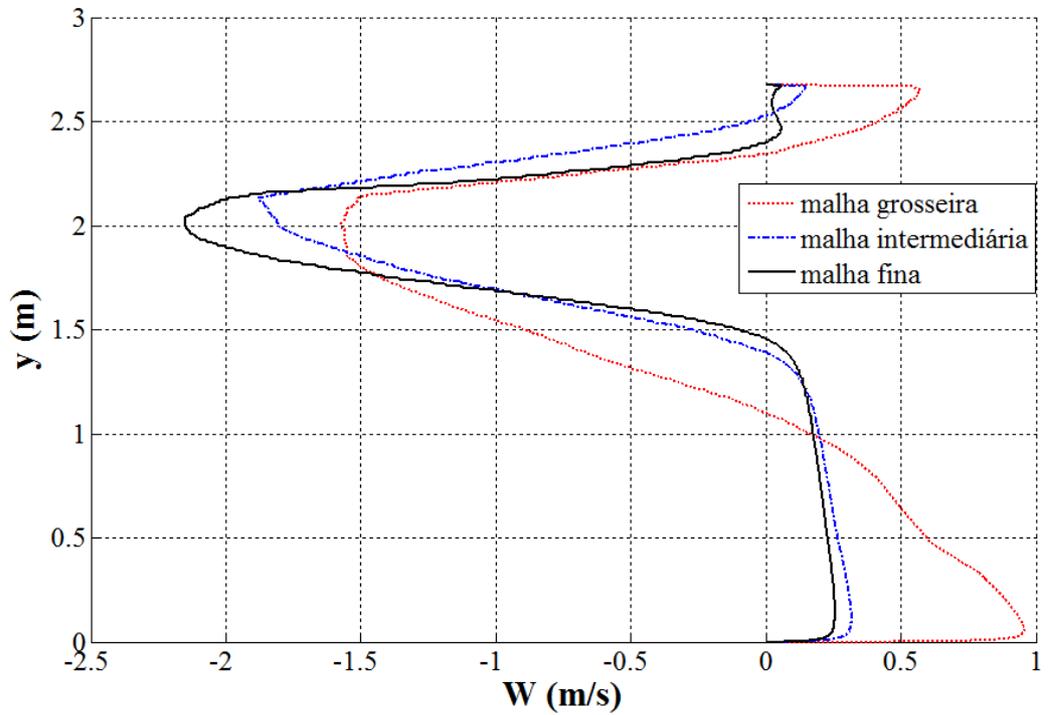
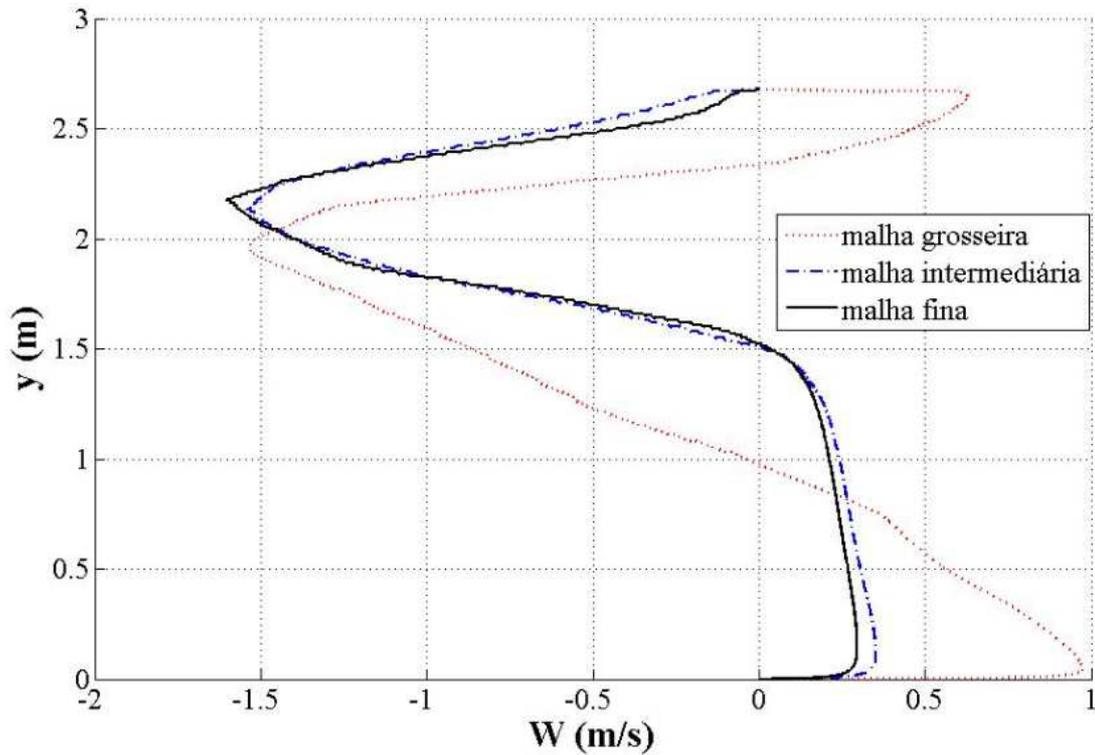
Figura 29 – Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=1,5\text{m}$ e $x=13,0\text{m}$ Figura 30 – Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=13,5\text{m}$ e $x=7,0\text{m}$.

Figura 31 – Comparativa dos Perfis de velocidade na posição $z=13,5\text{m}$ e $x=10,0\text{m}$



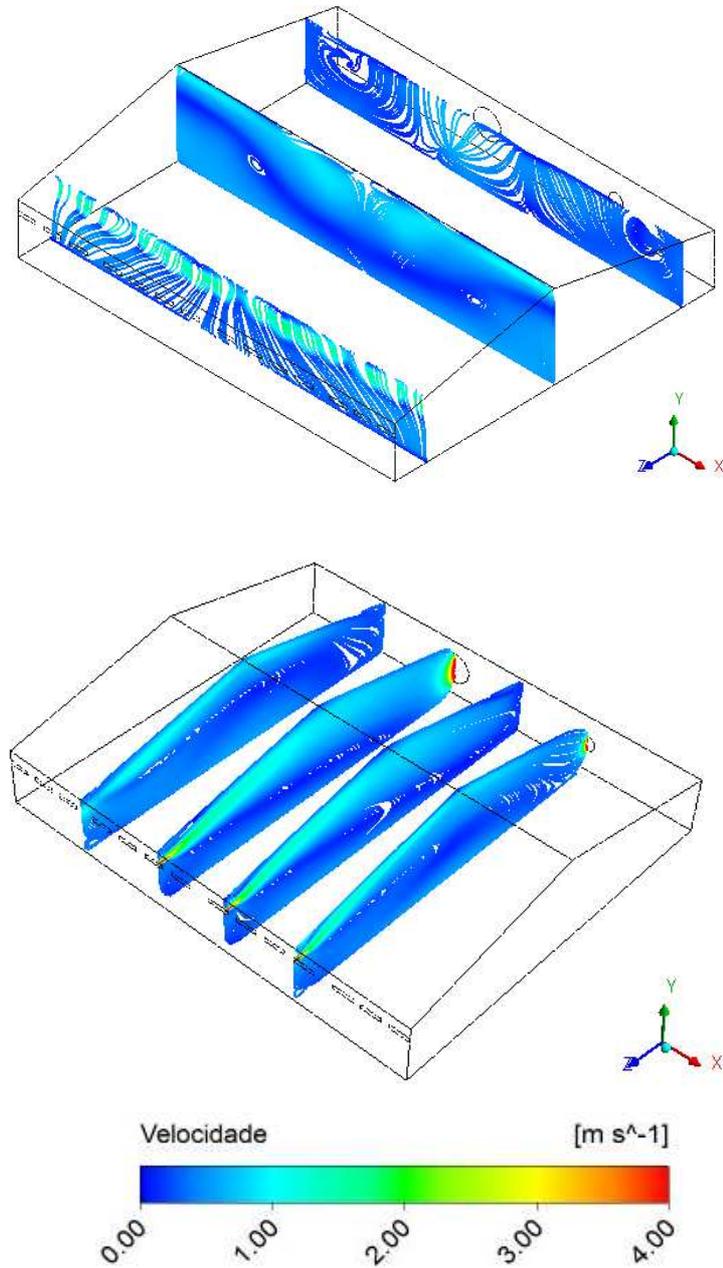
A Figura 30 e 31, as quais estão posicionadas próximo às entradas de ar apresentam uma recirculação, principalmente próximo ao piso (onde os frangos estão dispostos). Analisando esses perfis observou-se que da entrada para a saída a velocidade média do escoamento tem um leve decréscimo, devido à perda de carga do escoamento.

5.5 LINHAS DE CORRENTE

Nesta seção são ilustradas e analisadas as linhas de função corrente que são traçadas a partir da derivada do vetor velocidade em uma direção específica.

Considerando as direções z e x do aviário foram traçadas linhas de função corrente em planos que cruzam os pontos que foram realizados as medidas experimentais (planos XY em $z=1,5$ m, $z=7,5$ m e $z=13,5$ m; planos YZ em $x=3,5$ m, $x=7,0$ m, $x=13,0$ m e $x=13,5$ m), conforme é apresentado na Figura 32 para a malha intermediária.

Figura 32 - Linhas de corrente em diferentes planos no interior do aviário.



Nota-se na Figura 32 que uma parte do ar succionado desloca-se diretamente em direção as saídas (exaustores) sem passar antes pela zona de ocupação dos animais e uma parte forma uma grande região de recirculação no interior do aviário.

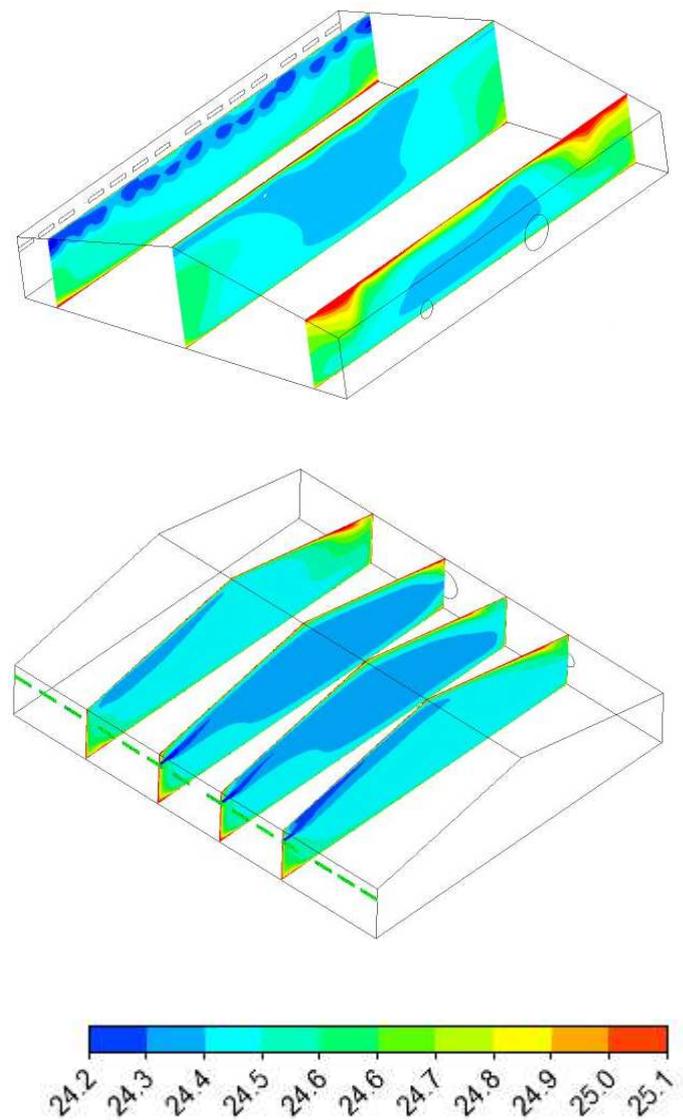
5.6 ISOTERMAS

Conforme foi mencionado à variação da temperatura no interior do domínio para as condições de contorno adotadas neste estudo é pequeno, e por esse motivo as isotermas

apresentadas na Figura 33 têm uma variação de temperatura de 24,2 °C a 25,1 °C, pouco sensível. Esta figura foi construída usando os mesmos planos adotados para as linhas de função corrente.

Pode ser observado na Figura 33 que temperatura menor está localizada nas entradas de ar, conforme se aproxima dos exaustores (saídas de ar) há uma pequena elevação na temperatura, o mesmo ocorre próximo ao teto, onde há uma limitação na troca térmica convectiva. No interior do aviário as temperaturas são amenas e muito próximas.

Figura 33 – Isotermas em diferentes planos no interior do aviário.



CAPÍTULO 6. PRESCRIÇÃO DE FLUXO DE CALOR NO PISO

6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados de como a inserção de prescrição de fluxo de calor no piso pode influenciar os resultados no interior do aviário estudado por BLANES-VIDAL *et al.* (2008), analisando:

- Isotermas: Para verificar se na altura dos frangos foi possível atingir uma temperatura adequada para a fase em questão;
- Linhas de corrente: Analisar a velocidade em todo o ambiente e principalmente verificar se a velocidade próxima às aves está de acordo para o conforto das mesmas.
- Campos vetoriais de velocidade: Fazer a verificação do caminho da velocidade do ar, analisando possíveis recirculações e alterações do caminho do ar para cada velocidade de entrada aplicada.

O modelo turbulento adota neste capítulo é o modelo estudado para a validação, o SST $k - \omega$.

A prescrição de fluxo de calor no piso foi aplicada para três fases dos frangos (pintos, frangos ½ idade e frangos prontos para o abate). Porém, para atender a correlação da idade do frango, com a temperatura ambiente e a velocidade do ar na altura do frango, conforme apresentado na Tabela 2, houve a necessidade de aplicar diferentes velocidades de entrada de ar (variando de 4 a 10 ms^{-1}) com a prescrição de calor no piso para cada etapa de vida das aves, e comparando com as velocidades adequadas estabelecidas por CERATTO (2014), e assim foram encontradas as velocidades adequadas para essas três etapas de vida dos frangos (Tabela 16).

Tabela 16 – Velocidade de entrada para três fases de vida do frango.

	Temperatura T_{db} [°C]	Prescrição de fluxo de calor no piso q_{total} [Wm⁻²]	Velocidade de entrada [ms⁻¹]
Pinto	31	38	4,0
Frango ½ idade	28,5	108	6,5
Frango adulto	26,5	185	10,0

6.2 ISOTERMAS

Conforme foi visto à variação da temperatura do domínio era pequena, porém com a prescrição do fluxo de calor no piso houve uma grande alteração na distribuição de calor e na temperatura no interior do aviário. Por isso, são apresentados nas Figuras 34, 35 e 36 as isotermas da simulação para pintos, frangos de ½ idade e frangos prontos para o abate, respectivamente. Para cada caso há uma variação de temperatura, o qual se buscou atingir as temperaturas descritas na Tabela 2, aplicando-se diferentes velocidades de entrada de ar. Os planos escolhidos para análise foram os planos XY em $z = 1,5$ m, $z = 7,5$ m e $z = 13,5$ m; planos YZ em $x = 3,5$ m, $x = 7,0$ m, $x = 13,0$ m e $x = 13,5$ m, mesmos planos utilizados para a validação e YZ para pintos $y=0,05$ m, frangos ½ idade $y=0,15$ m e frangos adultos $y = 0,25$ m.

Observou-se que, em todos os casos, como esperado, as isotermas têm maiores temperaturas próximas ao piso e temperaturas menores próximos às entradas. No nível médio dos frangos (pintos $y=0,05$ m, frangos ½ idade $y=0,15$ m e frangos adultos $y=0,25$ m) próximo a entrada há recirculação impedindo a redução de temperatura nesse local. As menores temperaturas são encontradas próximo às entradas de ar e um pouco abaixo do telhado, isso por serem as áreas que possuem maiores velocidade do ar.

Figura 34 – Isotermas com prescrição de fluxo de calor no piso para pintos (velocidade 4 ms^{-1}).

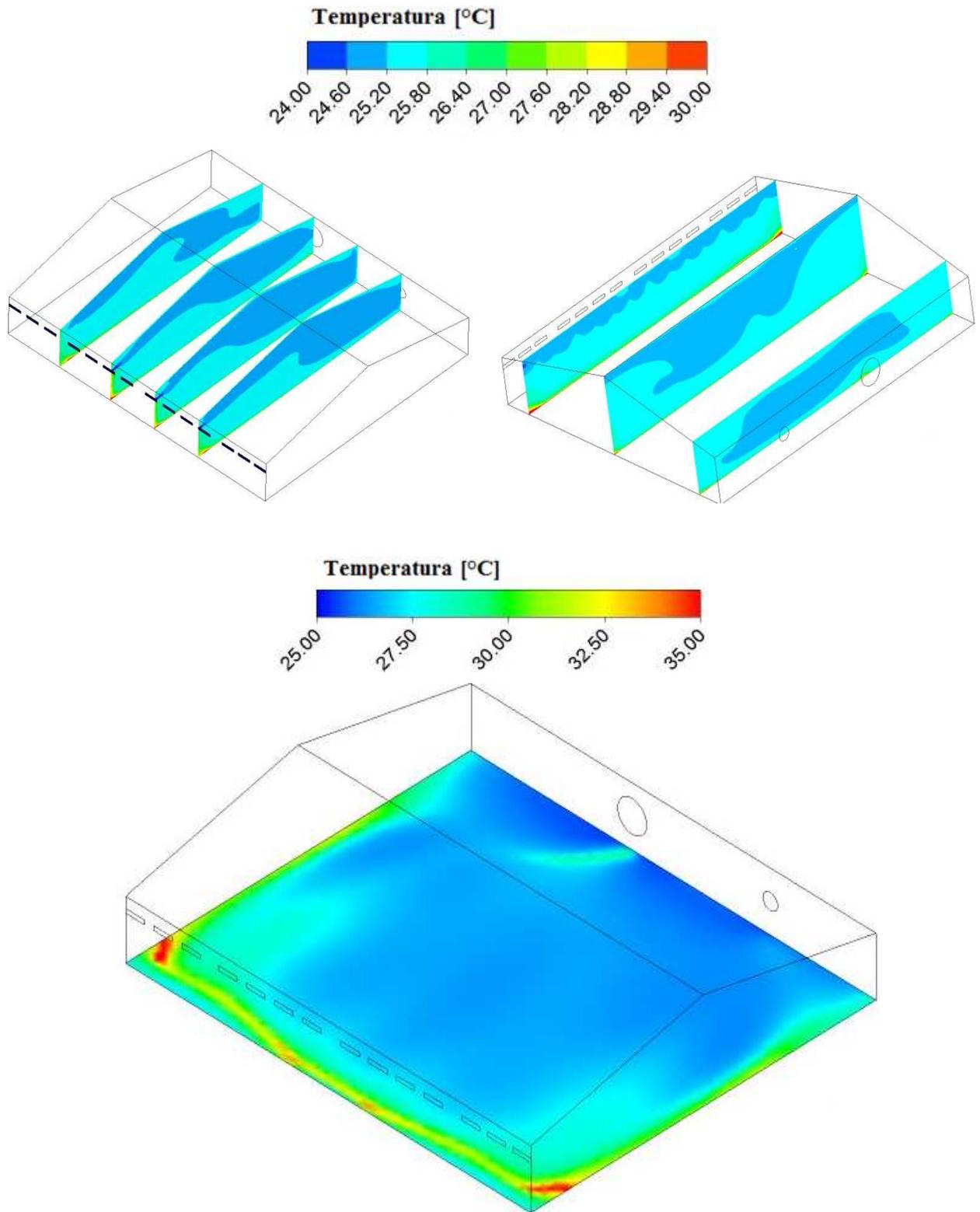


Figura 35 – Isotermas com prescrição de fluxo de calor no piso para frangos de ½ idade (velocidade $6,5 \text{ ms}^{-1}$).

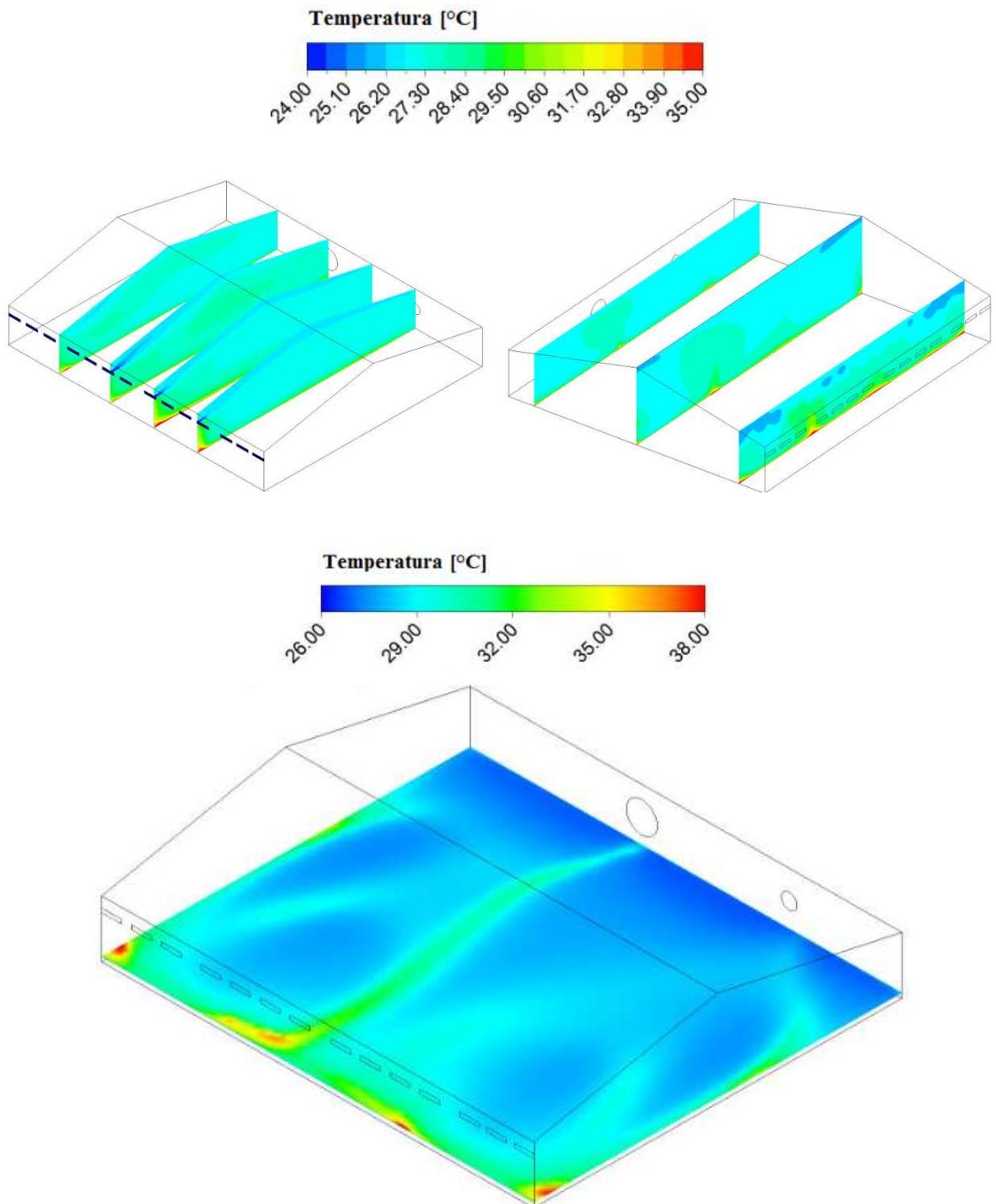
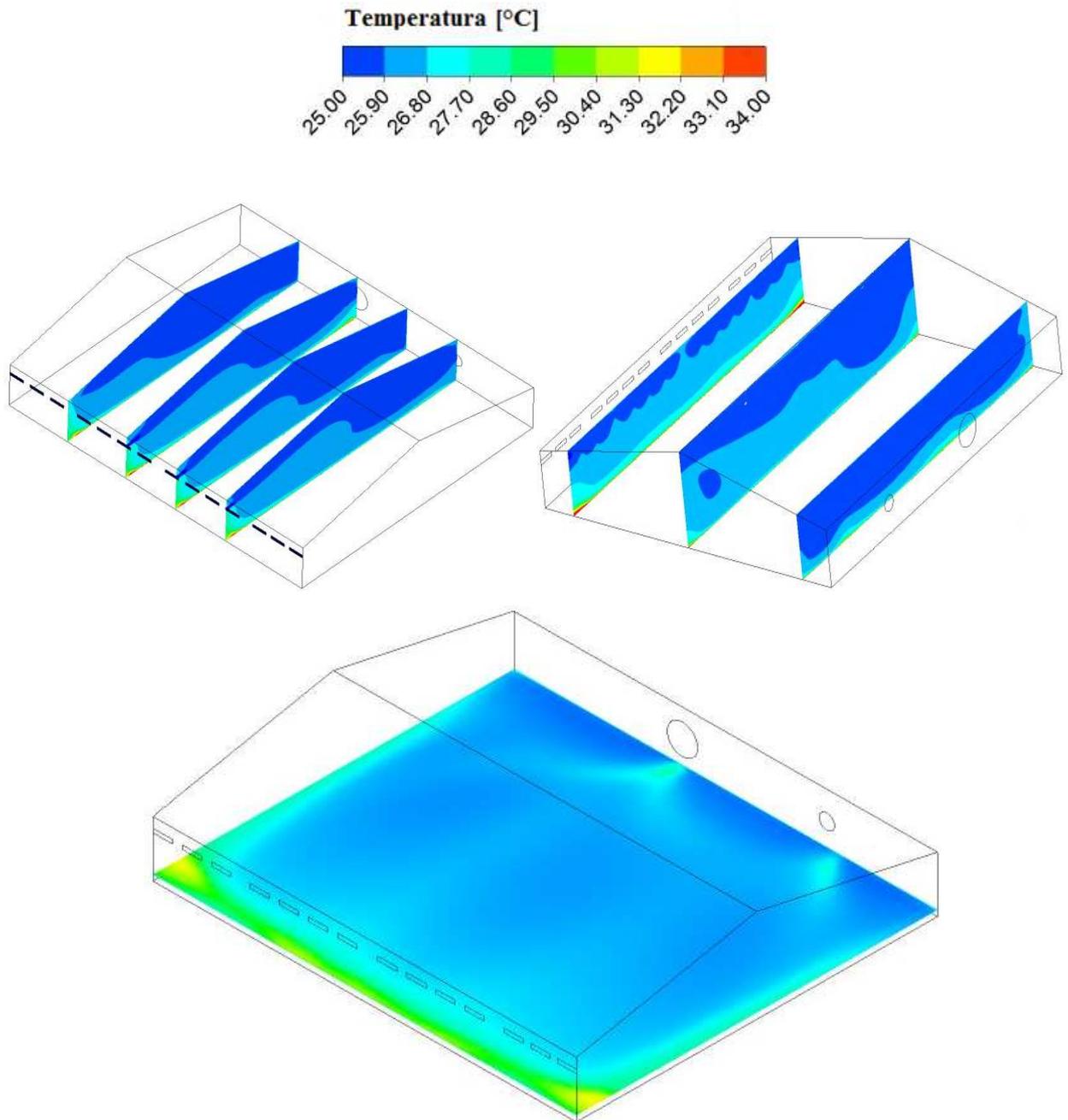


Figura 36 – Isotermas com prescrição de fluxo de calor no piso para frangos na idade do abate (velocidade 10 ms^{-1}).



Através das isotermas ilustradas na Figura 34 é possível concluir que para a idade de vida relativa aos pintos (0 a 7 dias) o ambiente não atinge temperaturas agradáveis mesmo com uma velocidade de 4 ms^{-1} prescrita na entrada, que é a velocidade ideal para esta faixa etária. Assim, haveria a necessidade de inserir geração de calor no ambiente para aumentar a temperatura até o valor aproximado de $32 \text{ }^{\circ}\text{C}$, pois se reduzir a velocidade de entrada do ar não seria possível atingir a mínima velocidade do ar próximo aos pintos que proporcione

conforto térmico aos mesmos, conforme apresentado na Tabela 2. Para frangos de $\frac{1}{2}$ idade, vide Figura 35, e para os frangos adultos, olhe Figura 36, observa-se que as temperaturas no interior do ambiente são adequadas, apenas quando foi aplicada a velocidade do ar na entrada de $6,5 \text{ ms}^{-1}$ e 10 ms^{-1} , respectivamente. Os intervalos utilizados para as velocidades neste trabalho são as descritas em CERATTO (2014).

6.3 LINHAS DE CORRENTE E CAMPOS VETORIAIS DE VELOCIDADE

Linhas de correntes são apresentadas nas Figuras 37, 39 e 41 e campos vetoriais de velocidade em determinados planos, são apresentados nas Figuras 38, 40 e 42.

As linhas de corrente apresentadas nas Figuras 33, 35 e 37 indicam que há baixa recirculação de ar, isto é, poucas zonas mortas em todo o domínio e as maiores velocidades estão nas entradas de ar, nos exaustores e próximas ao teto. Nota-se que conforme aproxima-se do piso a velocidade decresce, e verificasse que em grande parte do aviário, nas três fases de vida da ave, a velocidade do ar variou entre 0 a 1 ms^{-1} , porém próximo ao piso para frangos próximo a idade de abate a velocidade pode chegar a $2,5 \text{ m.s}^{-1}$.

Nas Figuras 34, 36 e 38 apresentam-se as velocidades do ar nas seguintes alturas: pintos $y=0,8 \text{ m}$, frangos $\frac{1}{2}$ idade $y=0,15\text{m}$ e frangos adultos $y=0,25\text{m}$, respectivamente. Essas alturas são a representação próxima às alturas das aves, para verificar se a velocidade próxima a elas estão de acordo com as estabelecidas na Tabela 2.

Figura 37 – Linhas de corrente para os pintos.

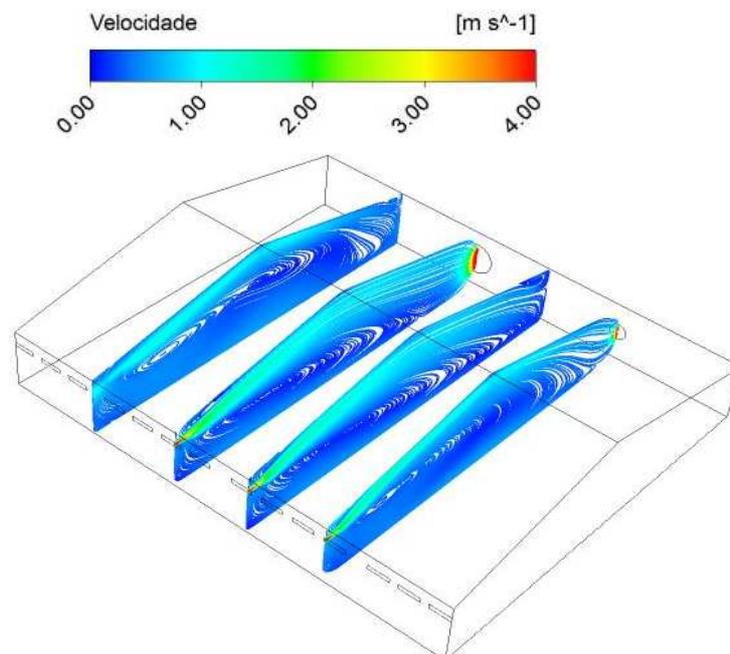


Figura 38 – Velocidade do ar em $y=0,08\text{ m}$ (velocidade 4 ms^{-1}).

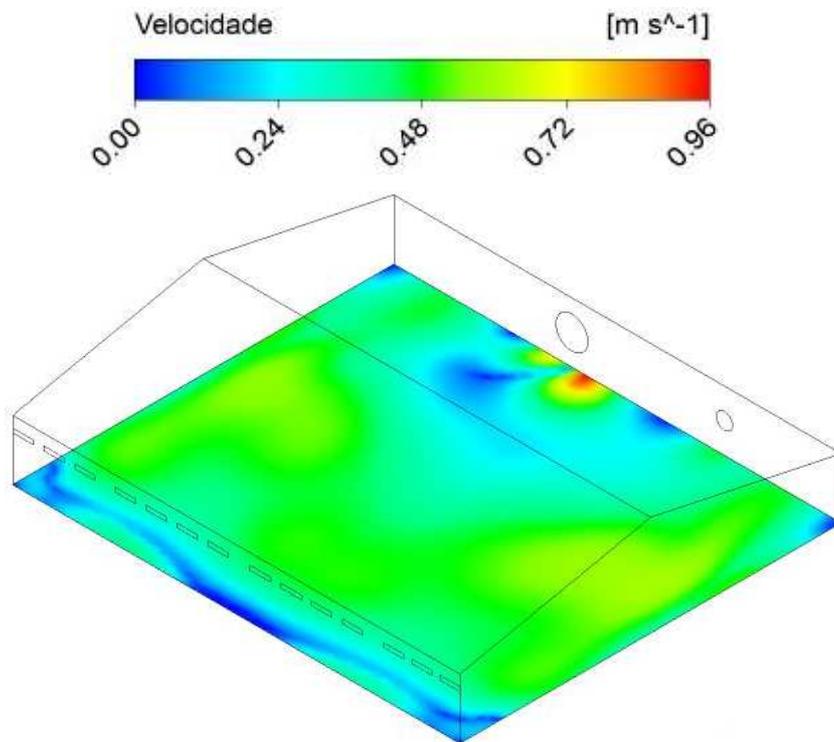


Figura 39 – Linhas de corrente para frango de $\frac{1}{2}$ idade.

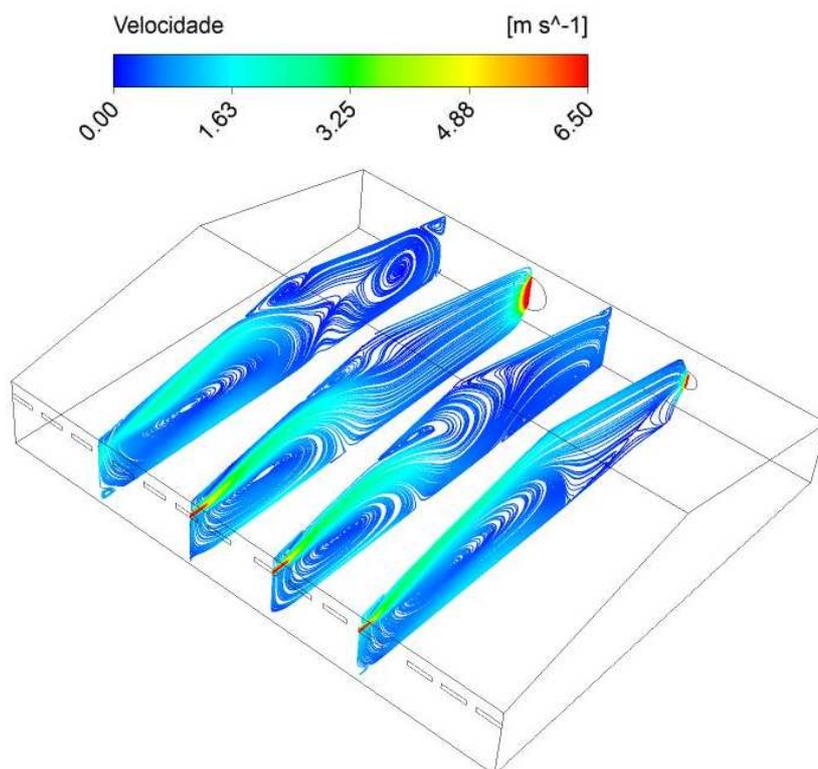


Figura 40 – Velocidade do ar em $y=0,15\text{ m}$ (velocidade $6,5\text{ ms}^{-1}$).

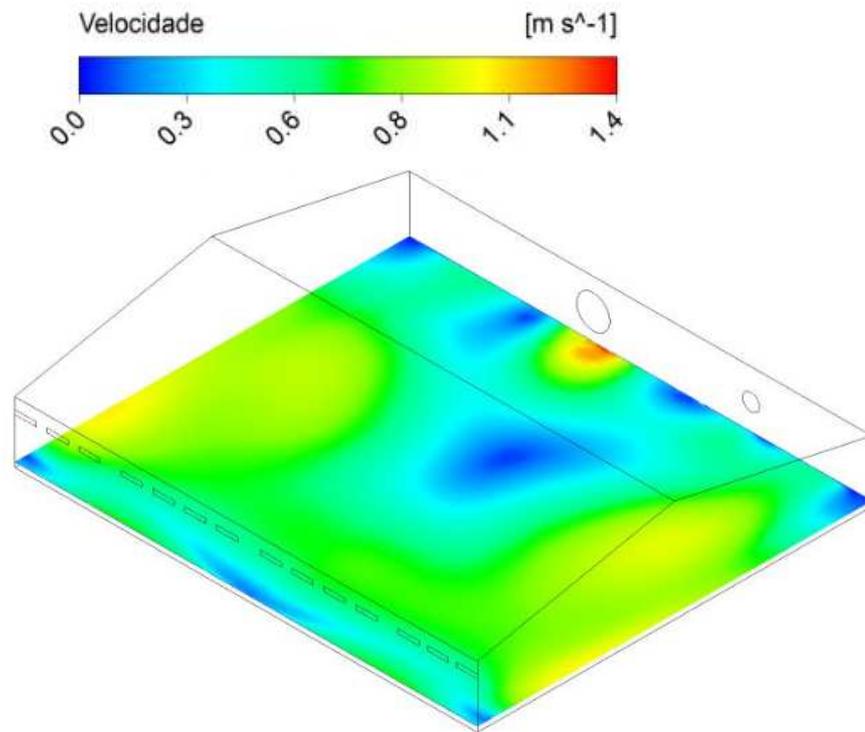


Figura 41 – Linhas de corrente para os frangos adultos.

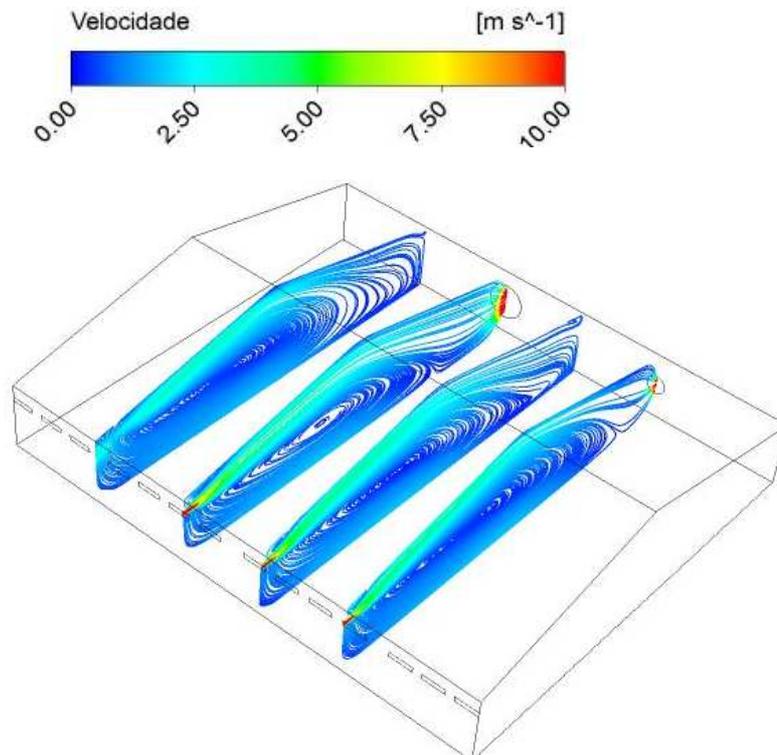
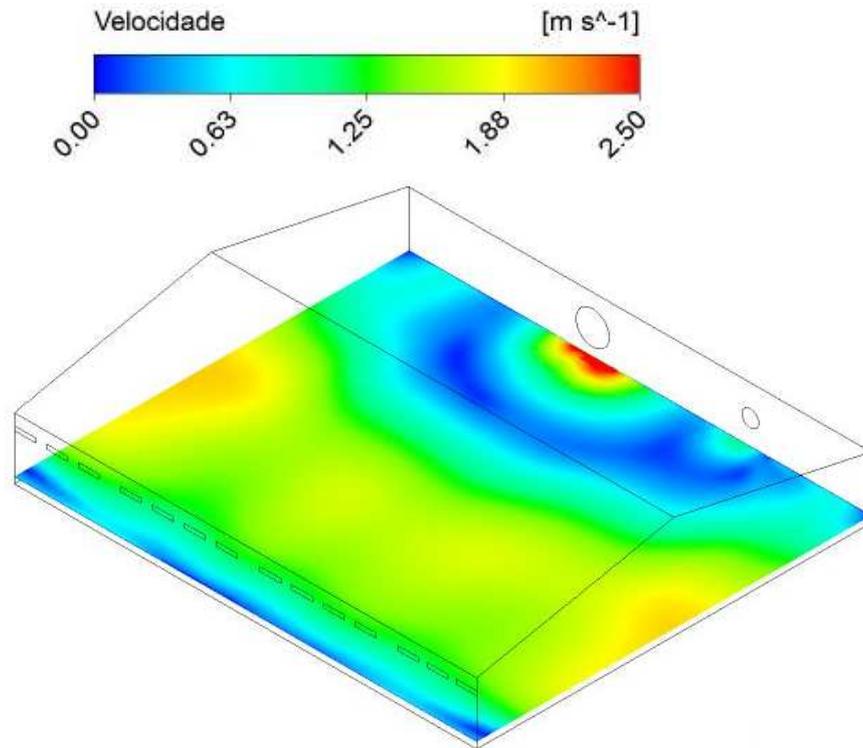


Figura 42 – Velocidade do ar em $y=0,25\text{ m}$ (velocidade 10 ms^{-1}).



Nas Figuras 37, 39 e 41 são ilustrados os campos de função corrente e nas Figuras 38, 40 e 42 são ilustrado às velocidade para as três etapas de vida dos frangos. Nota-se que tem-se uma velocidade adequada para o conforto dos mesmos, conforme sugerido por CERATTO (2014). Através dessa análise é possível determinar que para os pintos, vide Figuras 37 e 38, há a necessidade de inserir uma fonte geradora de calor, porque com a velocidade prescrita na entrada a temperatura obtida foi inferior a desejada. Optou-se por obter a velocidade ideal próxima ao piso, onde estão os pintos (entre 0 e 7 dias) contudo é necessário inserir calor para evitar o estresse e conseqüentemente uma elevada perda na produção avícola. Para as outras duas fases de vida do frango, vide Figuras 39 à 42, atingiu-se uma velocidade adequada próximo a altura das aves, mesmo que em alguns pontos tenha velocidade quase nula, devido à recirculação existente. Nas Figuras 39 a 42 nota-se que a região de melhor conforto, em termos de velocidade do ar no interior do ambiente, é aquela onde a velocidade está entre $[0,25; 0,75]$, $[0,6; 1,2]$ e $[1,25; 2,0]$, respectivamente, para pintos, 1/2 idade e frangos.

As Figuras 43 a 45 apresentam os campos de velocidade no plano XY ($z=7,5\text{m}$) onde divide o meio do aviário e YZ ($z=7,0\text{m}$) onde corta o meio do exaustor de maior capacidade,

essa análise é feita para pintos, frangos de ½ idade e para frangos prontos para o abate, respectivamente.

Figura 43 – Campos vetoriais de velocidade para os pintos (velocidade 4 ms^{-1}).

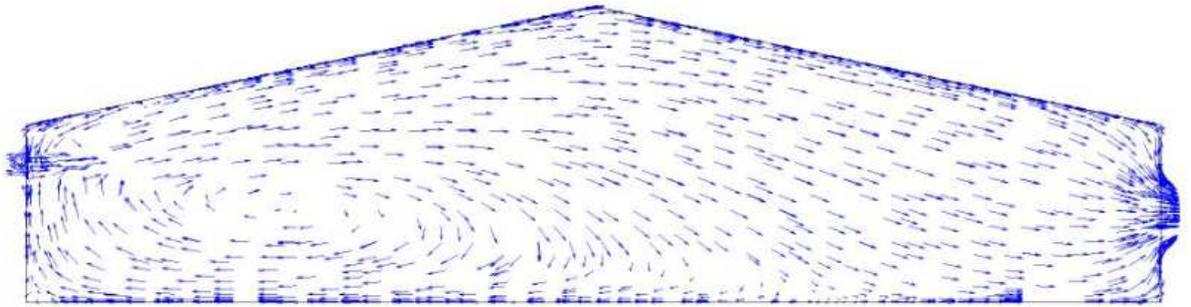
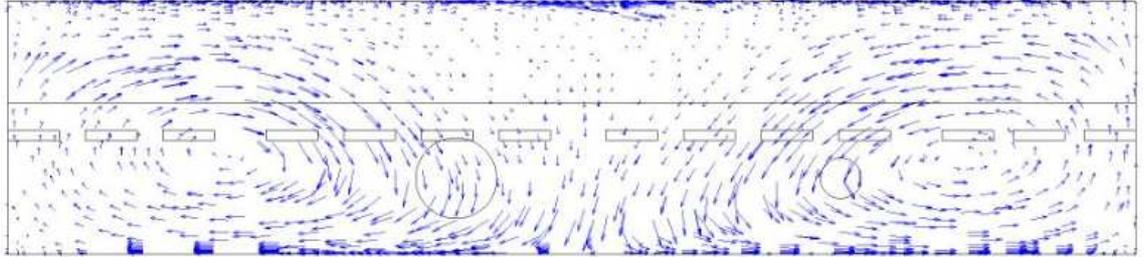


Figura 44 – Campos vetoriais de velocidade para os frangos ½ idade (velocidade $6,5 \text{ ms}^{-1}$).

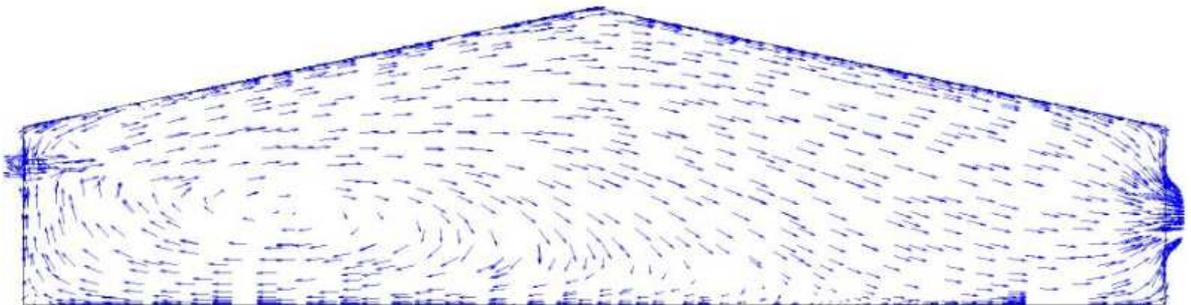
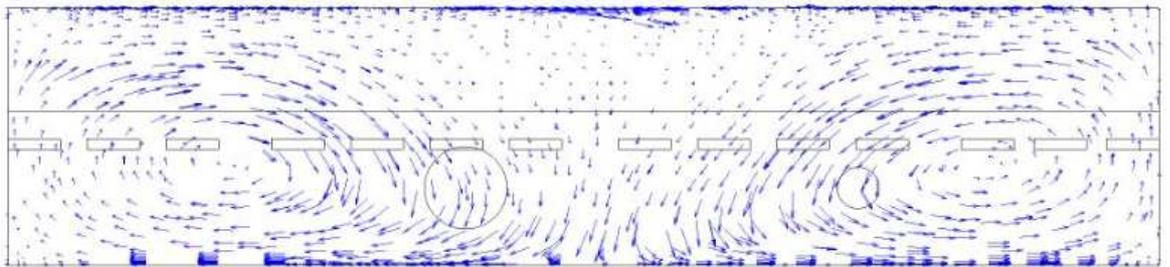
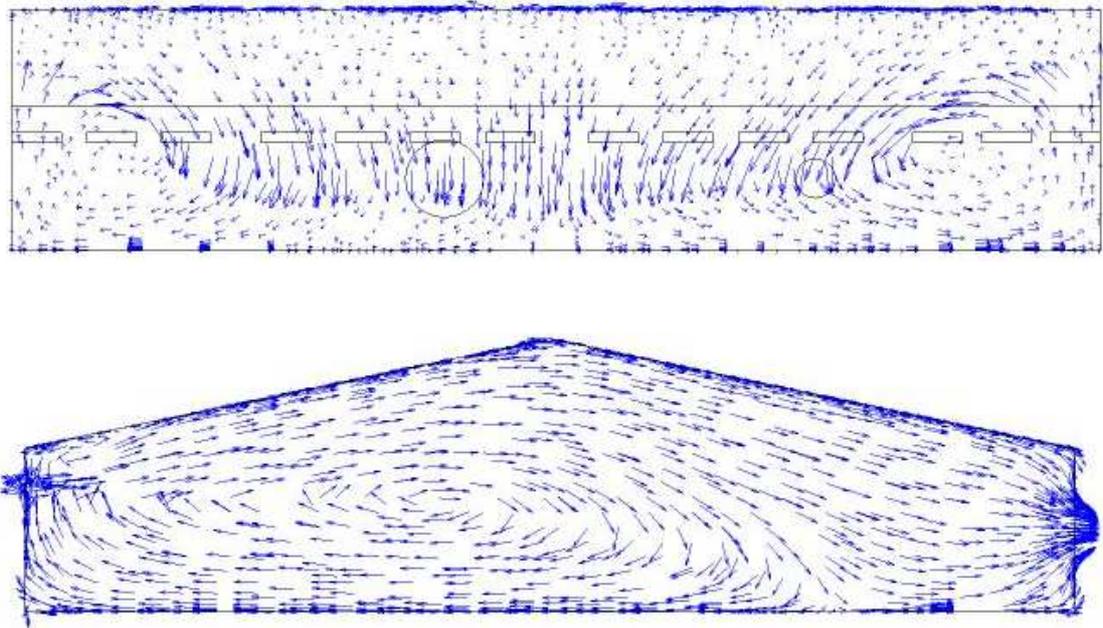


Figura 45 – Campos vetoriais de velocidade para os frangos na fase adulta (velocidade 10 ms^{-1}).



Os campos vetoriais de velocidade, Figura 43 a 45, sugeriram que há dois pontos de recirculação, no plano ($z=7,5 \text{ m}$), e as direções dos vetores são muito semelhantes para o ambiente com pintos e frangos de $\frac{1}{2}$ idade, já para os frangos prontos para o abate essa recirculação some e a direção sofre uma pequena alteração, isso tudo devido à elevação da velocidade de entrada. Em qualquer aviário o maior objetivo é manter uma velocidade uniforme na região dos frangos, porém, mesmo que a solução numérica mostre isso, um problema real não terá a mesma uniformidade devido aos obstáculos existentes.

CAPÍTULO 7. CONCLUSÃO

No presente trabalho foi apresentada a simulação numérica de um escoamento de ar turbulento no interior de uma geometria que modela um aviário localizado em Valência, na Espanha. As simulações foram realizadas utilizando o programa comercial ANSYS® CFX versão 14.5. O escoamento de ar foi resolvido pelo modelo de turbulência SST $k - \omega$ por esse modelo ser uma combinação dos modelos padrão $k - \omega$ e $k - \varepsilon$ padrão, sendo que o primeiro é aplicado para zonas próximas de parede e o segundo para as zonas mais afastadas da parede.

Um dos objetivos foi validar os dados obtidos por BLANES-VIDAL *et al.* (2007) e (2008) e verificar a solução com os resultados numéricos obtidos por LOPES (2015). Além deste objetivo, foi prescrito o fluxo de calor no piso para três fases de vida do frango, buscando atender a correlação de idade do frango, com a temperatura ambiente e a velocidade do ar próximo as aves, conforme descrito em CERATTO (2014).

Na validação, observou-se que o modelo de turbulência SST $k - \omega$ foi capaz de prever satisfatoriamente o escoamento, validando aproximadamente 75% dos pontos experimentais, com boa previsão do campo de velocidade experimental. Vale destacar, que as distâncias entre as janelas de entrada de ventilação no trabalho experimental não foram definidas naquele artigo, bem como a velocidade média dos exaustores possui uma alta incerteza de medição, o que impossibilitou encontrar o valor correto aplicado para a velocidade nas entradas das medições experimentais, o que pode justificar algumas diferenças obtidas na validação.

Já na verificação, comparando os resultados numéricos deste trabalho com os resultados obtidos por LOPES (2015) com os modelos de turbulências $k - \varepsilon$ padrão, RNG $k - \varepsilon$ e $k - \omega$, notou-se similaridades entre os diferentes modelos. Em relação a avaliação do cálculo do funcional (S), o modelo SST $k - \omega$ foi o que apresentou melhor resultado seguido do modelo $k - \varepsilon$ padrão. Para a avaliação do refino de malhas utilizou-se a qualidade dos elementos da mesma e os valores do campo de y^+ , ficando estes no intervalo de 0 a 2.

Dando prosseguimento as análises 3 fluxos de calor no piso foram prescritos conforme XIN (2001) para simular as fases de vida da ave. Assim, obteve-se aproximadamente a velocidade ideal do ar na entrada do aviário para cada fluxo prescrito no piso. Com isso foi possível verificar que a velocidade 4 ms^{-1} é válida apenas para pintos (0 a 7 dias de vida). Mesmo com esta velocidade adequada há a necessidade de aquecimento no aviário quando a temperatura externa estiver em torno de 25°C .

Para frangos de 15 a 21 dias, cujo aviário possui uma prescrição de fluxo de calor no piso de 108 Wm^{-2} , a velocidade de entrada ideal é de aproximadamente $6,5 \text{ ms}^{-1}$. A análise das isothermas indicou que com essa velocidade a temperatura interna é de 25°C , adequada para essa etapa de vida das aves. Do mesmo modo, para frangos próximo a idade de abate (29 a 36 dias de vida) tem-se resultados análogos, porém nessa etapa de vida há a necessidade de uma velocidade de entrada do ar de 10 ms^{-1} , isto é, foi necessário aumentar a velocidade na entrada para obter o conforto adequado térmico.

Para um aviário é necessário a utilização de um sistema que a cada instante remova o ar contaminado do ambiente. Isso porque, em um ambiente para frangos há emissão de alguns gases tóxicos, tais como a amônia e o dióxido de carbono, os quais são liberados pelas fezes dos frangos e até mesmo por suas camas, que nessa dissertação foram desconsiderados. Quando esses gases atingem um nível elevado de concentração podem gerar estresse as aves e consequentemente causar perdas da produção.

CAPÍTULO 8. PROPOSTAS PARA ESTUDOS FUTUROS

O presente trabalho teve como objetivo contribuir para o entendimento de escoamentos turbulentos no interior de um aviário, entretanto vale destacar, que trata-se de uma primeira abordagem que necessita ser continuada. Na visão da autora, os principais aspectos a serem investigados numa próxima etapa da pesquisa são:

- i. Inserir o efeito causado pela presença dos frangos no aviário, principalmente em relação à produção de gases nocivos (como a Amônia).
- ii. Inserir o efeito da umidade × temperatura no ambiente e avaliar parâmetros de conforto térmico encontrados na literatura.
- iii. Avaliar diversas condições de temperatura externa ao aviário.
- iv. Inserir exaustores com capacidade maior e considerar que os mesmos liguem e desliguem conforme a necessidade de ventilação de acordo com cada fase da criação dos frangos.
- v. Fazer alteração do posicionamento das janelas de entrada para que seja possível obter condições adequadas para os frangos visando utilizar menos energia.

REFERÊNCIAS

- ABREU, P.G. de, ABREU, V.M.N., Ventilação na avicultura de corte, **Embrapa**, Brasil, Concórdia, SC, 43 p. 2000.
- ABPA. **Consumo Per Capita de Carne de Frango**. Disponível em: < <http://abpa-br.com.br/setores/avicultura/mercado-interno/frango>>. Acesso em: 30 de nov. 2014.
- AWBI, H. B., Calculation of Convective Heat Transfer Coefficients of Room Surfaces for Natural Convection, *Energy and Buildings*, 28. Issue 2, October, 219-227, 1998.
- BAÊTA, F.C., SOUZA, C.F., **Ambiência em edificações rurais – conforto térmico animal**, Viçosa: UFV, 246p., 1997.
- BAIÃO, N. C. Efeitos da alta densidade populacional sobre o ambiente das instalações avícolas. In: SIMPOSIO INTERNACIONAL SOBRE AMBIÊNCIA E INSTALAÇÕES NA AVICULTURA INDUSTRIAL, 1995, São Paulo, Anais...Campinas, SP; FACTA, 1995.p67-75
- BALIGA, B. R.; PATANKAR, S.V. A control volume finite-element method for two-dimensional fluidflow and heat transfer. *Numerical Heat Transfer*, v.6, pp.245–261, 1983.
- BARDINA, J. E., HUANG, P. G. and COAKLEY, T. J., “Turbulence Modeling Validation, Testing and Development”, NASA TM 110446, 1997.
- BARNWELL R. & ROSSI A., **Maximização da performance em períodos quentes**. Avicultura industrial, edição 1107. Disponível em: <http://www.aviculturaindustrial.com.br/site/>. Acesso em: 18 de Março de 2015, 2002.
- BARTH, T.J., JESPERSON, D.C., The design and application of upwind schemes on unstructured meshes, **AIAA**, pp. 89-0366, 1989.
- BECK, J. V. and ARNOLD, K. J., “**Parameter Estimation in Engineering and Science**”, Wiley Interscience, New York, 1977.
- BIANCHI, M.V.A., Frangos de Corte sob um telhado quente, **Revista Avicultura Industrial**, 2013, Disponível em: <<http://www.aviculturaindustrial.com.br>>. Acesso em 18 dez. 2014.
- BJERG, B., SVIDT, K., ZHANG, G., MORSING, S., The effects of pen partitions and thermal pig simulators on airflow in a livestock test room, **Journal of Agricultural Engineering Research** **77** (3), pp. 317-326, 2000.
- BLANES-VIDAL, V., FITAS, V., TORRES, A., Differential pressure as a control parameter for ventilation in poultry houses: effect on air velocity in the zone occupied by animals, **Spanish Journal of Agricultural Research** **5**(1), pp. 31-37, 2007.
- BLANES-VIDAL, V., GUIJARRO, E., BALASCH, S., TORRES, A.G., Application of computational fluid dynamics to the prediction of airflow in a mechanically ventilated commercial poultry building, **Biosystems Engineering** **100**, pp. 105 -116, 2008.
- BORGES, Sebastião Aparecido; Maiorka, Alex; Silva, Ana Vitória Fischer da Fisiologia do estresse calórico e a utilização de eletrólitos em frangos de corte. *Ciência Rural* 33: 975-981 (2003).

BORTOLI, A.L., **Introdução à Dinâmica dos Fluidos Computacional**, Porto Alegre: Ed. Universidade/UFRGS, 134 p., 2000.

BURDEN, RICHARD L., FAIRES, J. DOUGLAS. **Numerical Analysis**, 9th ed. USA, Boston: Books/Cole, 872 p., 2010.

BUSTAMANTE, E., GARCÍA-DIEGO, F.J., CALVET, S., ESTELLÉS, F., BELTRÁN, P., HOPITALER, A., TORRES, A.G., Exploring ventilation efficiency in poultry buildings: the validation of computational fluid dynamics (CFD) in cross-mechanically ventilated broiler farm, **Energies** **6**, pp. 2605-2623, 2013.

CAMPOS, E.J., **Avicultura: razões, fatos e divergências**, Belo Horizonte: FEP-MVZ Editora, 311p., 2000.

CARVALHO-CURI, T.M.R. de, MOURA, D.N., VERCELLINO, R.A., Ventilação de precisão, **Revista Produção Animal – Avicultura**, ed. 81, abr. 2014.

CELIK, I. B., “**Procedure for Estimation and Reporting of Discretization Error in CFD applications**”, ASME Journal of Fluids Engineering, 2004.

CERATTO, V., As temperaturas para criação de frangos de cortes, 2014. Disponível em: <<http://www.aviculturaindustrial.com.br/comentario-avicola/valmor-ceratto/as-temperaturas-para-criacao-de-frangos-de-cortes-por-valmor-ceratto/>>. Acesso em: 5 de fevereiro de 2015.

COBB. **Manual de Manejo de Frangos de Corte**. Disponível em: <www.cobb-vantress.com>. Acesso em: 16 mar. 2014.

CURTIS, S.E., **Environmental management in animal agriculture**, Iowa State University Press, 409p., 1983.

CHEN, Q., Comparison of different k-ε models for indoor air flow computations, **Numerical Heat Transfer**, Part B, Vol 28, pp.353-369, 1995.

DAVIDSON, L., **Ventilation by Displacement in a Three-dimensional Room: a numerical study**. Building and Environment, 24 (4), 363-372, 1989.

DAVIDOV, B. I., “**On the Statistics of an Incompressible Turbulent Fluid**”, Soviet Physics Doklady 6, p. 10., 1961.

FAWAZ, H., ABIAD, M.G., CHADDAR, N., GHALI, K., Solar-assisted localized ventilation system for poultry brooding, **Energy and Buildings** **71**, pp. 142-154, 2014.

FOX, Robert W., MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J., **Introdução à mecânica dos fluidos**, Rio de Janeiro: LTC Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 8^a ed., 871 p., 2014.

FREITAS, Francisco David Fernandes Pereira de. **Simulação Computacional do Escoamento do Ar no Interior de um Auditório**. 2011. 113f. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica da FEUP. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

GERBENS-LEENES, P.W., MEKONNEN, M.M., HOEKSTRA, A.Y, The water footprint of poultry, pork and beef: A comparative study in different countries and production systems, **Water Resources and Industry 1-2**, pp. 25 – 36, 2013.

GSI®, Boletim de informações técnicas: ventilação mínima, número 14.00/018, Jan. 2012.

GUIMARÃES, R.M., **Influência da razão de aspecto na convecção mista turbulenta em cavidade retangular**, Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, PR, Brasil, 105 p., 2012.

GRANGER, R.A., **Fluid mechanics**, New York: Dover Publications, 896 p., 1995.

HALL, A. H. The effect of stocking density on the welfare and behaviour of broiler chickens reared commercially. **Animal Welfare**, v.10, n.1, p.23-40, 2001.

HANJALIK K., Two-dimensional Asymmetric Turbulent Flow in Ducts. Ph. D. thesis, University of London, 1970.

HARLOW, F. H. and P. I. NAKAYAMA, Transport of turbulence energy decay rate. University of California Report LA-3854, Los Alamos Science Laboratory, 1968.

HARRAL, B.B., BOON, C.R., Comparison of predicted and measured air flow Patterns in a mechanically ventilated livestock building without animals, **Journal of Agricultural Engineering Research 66**, pp. 221-228, 1997.

HOMIDAN, A. A., ROBERTSON, and PETCHEY, A. M. 1998. **Effect of environmental factors on ammonia and dust production performance**. Br. Poult. Sci., 39, Suppl. 9-10.

HOOF, T.V., BLOCKEN, B., HEIJST, G.J.F., On the suitability of steady RANS CFD for forced mixing ventilation at transitional slot Reynolds numbers, **Indoor Air 23**, pp. 236-249, 2012.

JONES, W. P., and LAUNDER, B. E., "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, 1972, pp. 301-314, 1972.

JONES, R. B.; MILLS, A. D. Divergent selection for social reinstatement behavior in Japanese quail: effects on sociality and social discrimination. Poultry Avian Biology Review, v.10, n.4, p.213-223, 1999.

LAUNDER, B. E., and SHARMA, B. I., "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc". **Letters in Heat and Mass Transfer**, vol. 1, no. 2, pp. 131-138, 1974.

LAUNDER, B. E. and D. B. SPALDING, **Mathematical Models of Turbulence**. London: Academic Press, 1972.

LAUNDER, B.E., SPALDING, D.B., The numerical computation of turbulent flows, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, vol. 3, pp. 269-289, 1974.

LOOMANS, G. C., The Measurement and Simulation of Indoor Air Flow. PhD, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1998.

MACARI, M., MENDES, A.A., **Manejo de matrizes de corte**. Campinas: FACTA, 421 p., 2005.

MALISKA, Clovis R., **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Fundamentos e Coordenadas Generalizadas, Florianópolis, Brasil. LTC, 424p., 1995.

MENTER, F.R., Improved two-equation $k-\omega$ turbulence model for aerodynamics flows, **NASA TM-103975**, pp. 1-18, 1992.

MENTER, F.R., KUNTZ, M. and LANGTRY, R., Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. **Turbulence Heat and Mass Transfer**, 4, 625-632, 2003.

MISTRITIS, A., de JONG, T., WAGEMANS, M.J.M., BOT, G.P.A., Computational fluid dynamics as a tool for the analysis of ventilation and indoor microclimate in agricultural buildings, **Netherlands Journal of Agricultural Science** 45, pp. 81-96, 1997.

MORAN, Michael J., SHAPIRO, Howard N., **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, Rio de Janeiro: LTC: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 7ª ed., 2013.

MOSTAFA, E., LEE, I.B., SONG, S.H., KNOWN, K.S., SEO, I.H., HONG, S.W., HWANG, H.S., BIOTG, J.P., HAN, H.T., Computational fluid dynamics simulation of air temperature distribution inside broiler building fitted with duct ventilation system, **Biosystem Engineering** 112, pp. 293-303, 2012.

NÃÃS, I.A., **Princípios do conforto térmico na produção animal**, São Paulo: Ícone, 1989.

NIELSEN P.V. Specification of a two-dimensional test case. Technical report, International Energy Agency. **Annex 20: Air Flow Pattern within Buildings**, 1990.

NORTON, T., SUN, Da-Wen, GRANT, J., FALLON, R., DODD, V., Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: A review, **Bioresource Technology** 98, pp. 2386-2414, 2007.

Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD), **Agricultural Outlook 2014-2023**, OECD/Food and Agriculture Organization of the United Nations, 2014.

OUWERKERK, E.N.J. van, VOSKAMP, J.P., ALISKAN, Y., Climate simulation and validation for an aviary systems for laying hens, **Institute of Agricultural and Environmental Engineering, Report N 94-C-063, AgENG**, 1994.

PATANKAR, S.V., **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, Minnesota, USA. McGRAW-HILL Book Company, 205p, 1980.

POPE, S.B., **Turbulent Flows**, UK, Cambridge University Press, 771p., 2000.

RHIE, C.M., CHOW, W.L., A numerical study of turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation, **AIAA**, pp. 89-0998, 1982.

ROACHE, P. J., Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. **Journal of Fluids Engineering**, 116, 405-413, 1994.

ROBINSON, T.P., WINT, G.R.W., CONCHEDDA, G., BOECKEL, T.P.V., ERCOLI, V., PALAMARA, E., CINARDI, G., D'AIETTI, L., HAY, S.I., GILBERT, M., Mapping the global distribution of livestock, **Plos ONE**, DOI: 10.1371, 2014.

ROCHA, K.S.O., TINÔCO, I.F.F., MARTINS, J.H., SARAZ, J.O., MARTINS, M.A., Modeling and simulation of internal environment conditions in high –density poultry houses

with ventilation using computational fluid dynamics, **Proceedings International Conference of Agricultural Engineering**, Zurich, 06th to 10th July 2014.

ROSA, P.M., **Estudo do escoamento turbulento em dutos corrugados com cavidade helicoidal**, Dissertação de mestrado, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, PR, Brasil, 128p., 2014.

SALAZAR, DOMINGOS SÁVIO PEREIRA. Modelo dinâmico hierárquico Eestocástico para intermitência em turbulência e em outros sistemas complexos. 2010. 169 f. Tese (Doutorado em Física) – Departamento de Física da UFPE. Universidade Federal de Pernambuco, Pernambuco BISWAS, G., Swaran, V., 2002, Turbulent Flows: Fundamentals, Experiments and Modeling.

SARAZ, J.A.O, **Measurement and CFD Modelling of Ammonia Concentration Flux and Thermal Environment Variables in Open Inside Broiler Housing**. PhD. thesis, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, Brazil, 132 p., 2010.

SARAZ, J.A.O., MARTINS, M.A., MARÍN, O.L.Z., DAMASCENO, F.A., VELASQUEZ, H.J.C., Una revisión acerca de la dinámica de fluidos computacionales (CFD) en instalaciones avícolas, **Dyna** 79, pp. 142-149, 2012.

SARAZ, J.A.O., MARTINS, M.A., ROCHA, K.S.O., MACHADO, N.S., VELASQUES, H.J.C., Use of computational fluid dynamics to simulate temperature distribution in broiler houses with negative and positive tunnel type ventilation systems, **Revista U.D.C.A. Actualidad & Divulgación Científica** 16, pp. 159-166, 2013.

SCHLICHTING, H. **Boundary-layer Theory**. New York, USA. McGRAW-HILL Book Company, 1979.

SCHNEIDER, G.; ZEDAN, M. Control-volume-based finite element formulation of the heat conduction equation. *Spacecraft Thermal Control, Design and Operation*, v.86, pp. 305–327, 1983

SILVESTRINI JH., Simulação Numérica Direta e de Grandes Escalas de Escoamentos Transicionais e Turbulentos. In: Coleção Cadernos de Turbulência. Associação Brasileira de Ciências Mecânicas-ABCM. Rio de Janeiro. Vol. 2, Cap. 1, p. 1-81, 2003.

SMAGORINSKY, J., General circulation experiments with the primitive equations. *Mon. Wea. Rev.*, 91/3, 99-164, 1963.

SEO, I.H., LEE, I.B., MOON, O.K., KIM, H.T., HWANG, H.S., HONG, S.W., BITOG, J.P., YOO, J.I., KWON, K.S., KIM, Y.H., HAN, J.W., Improvement of the ventilation system of a naturally ventilated broiler house in the cold season using computational simulations, **Biosystems Engineering** 104, pp. 106-117, 2009.

SOUZA, J.A.; “Implementação de Um Método de Volumes Finitos com Sistema de Coordenadas Locais para a Solução Acoplada das Equações de Navier-Stokes”. Dissertação de Mestrado. Florianópolis: UFSC. 2000.

SUSIN, R.M.S., **Análise numérica do escoamento em uma sala retangular ventilada por um jato horizontal de parede**, Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, PR, Brasil, 136 p., 2007.

TENNEKES, Henk; LUMLEY, John L, **A First Course in Turbulence**, Massachusetts: MIT Press Design Department, 1972.

TINÔCO, Ilda Fátima Ferreira. Avicultura industrial: Novos conceitos de materiais, concepções, técnicas construtivas disponíveis para *et al.* avícolas brasileiros. **Revista brasileira de ciência avícola**, vol. 3, n1, 2001.

UBABEF. **Relatório Anual 2014**. Disponível em: <www.ubabef.com.br>. Acessoem: 02fev. 2015.

User's Manual Version 14.5, 2012. Copyright 1996-2012 ANSYS® Europe Ltd.

VERSTEEG, H.K., MALALASEKERA, W. **An introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. England. Pearson Education Limited, 403p., 2007.

VIGODERIS, R.B., **Sistemas de Aquecimento de Aviários e seus Efeitos no Conforto Térmico Ambiental, Qualidade do ar e Performance Animal, em Condições de Inverno, na Região Sul do Brasil**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, Brasil, 104 p., 2006.

VIGODERIS, R.B., **Ambiência e bem-estar animal em instalações zootécnicas – aplicações práticas, I Jornada Universitária da Unidade Acadêmica de Garanhuns**, Garanhuns, Pernambuco, Brasil, out. 2007.

WAGENBERG, A. V., BJERG, B. and BOT, G. P. A., “Measurements and Simulation of Climatic Conditions in the Animal Occupied Zone in a Door Ventilated Room for Piglets”, *Journal of Agricultural Engineering Research* 66, vol. VI, 2004.

WILCOX, D.C., **Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models**, *AIAA*, vol. 26, pp. 1299-1310, 1988.

WORLEY, M.S., MANBECK, H.B., **Modelling particle transport and air flow in ceiling inlet ventilation systems**, *Transactions of the ASAE* **38 (1)**, 231-239, 1995.

YAKHOT, V., ORSZAG, S.A., THANGAM, S., GATSKI, T.B., SPEZIALE, C.G., **Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique**, *Phys. Fluids A*, vol. 4, pp 1510-1520, 1992.

XIN, H., BERRY, I.L., TABLER, G.T., COSTELLO, T.A., **Heat and moisture production of poultry and their housing systems: broilers**, *Transactions of ASAE*, 44(6), pp 1851-1857, 2001.